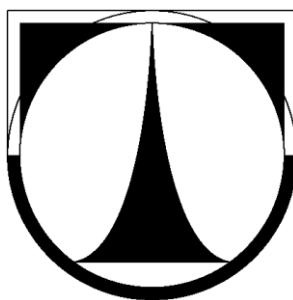


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



DISERTAČNÍ PRÁCE

VLASTNOSTI UMĚLÝCH PNEUMATICKÝCH SVALŮ

Liberec 2013

Ing. Zdeněk Varga

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program: P 2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301V031 – Výrobní systémy a procesy

Vlastnosti umělých pneumatických svalů

Properties of Artificial Pneumactical Muscles

Disertační práce

Autor:	Ing. Zdeněk Varga
Vedoucí práce:	prof. Ing. Miroslav Olehla, CSc.
Konzultant práce:	Ing. Michal Moučka, Ph.D.

Počet stran:	130
Počet obrázků:	34
Počet grafů:	53
Počet tabulek:	16
Počet vzorců:	121
Počet příloh:	11

V Liberci 10.5. 2013

Anotace

Tato práce je zaměřena na zkoumání vlastností umělých pneumatických svalů. Pro zkoumání pneumatických svalů byl vybrán fluidní sval FESTO, který díky průmyslovému provedení umožňuje snadnou a reálnou aplikaci, což je jednou z hlavních výhod tohoto svalu. V práci byl zmapován vnější a vnitřní objem umělého pneumatického svalu. Byl proveden návrh prostorové funkce, pomocí které lze vypočítat vnitřní objem pneumatického svalu v závislosti na délce svalu a vnitřním přetlaku. Vytvořením této prostorové funkce byla snížena chyba při výpočtu vnitřního objemu svalu z původních 47 % na pouhých 5 %. V práci byl prostudován materiál, ze kterého je vyrobena stěna pneumatického svalu. U materiálu byla prostudována jak geometrie a rozměry vyztužujících nití, tak míra energie, která je utlumena ve svaly při dynamickém zatěžování. Pomocí dosažených výsledků z oblasti popisu vnitřního objemu svalu byl doplněn popis termodynamického děje, který probíhá uvnitř pneumatického svalu v průběhu zaplňování.

V práci byl proveden důkladný rozbor vlastností pneumatického ventilu, který byl použit při výrobě zkušebního standu, kterým je řízen průběh tlaku uvnitř pneumatického svalu. Při analýze ventilu byly prozkoumány průtokové vlastnosti ventilu, tuhosti pružin, vlastnosti membrány z pryže a v neposlední řadě i dynamické vlastnosti ventilu. Pomocí prostudování dynamických vlastností ventilu byly objasněny nejasnosti ve výzkumu spolupracovníků z Finské univerzity Aalto, kteří ventil VPPM použili pro tlumení kmitů. Rozbor dynamických vlastností ukázal, že zvolený ventil VPPM není vhodný pro řízení rychlých dynamických dějů nad 10 [Hz].

Klíčová slova: Umělý pneumatický sval, pneumatický ventil, matematický model, vlastnosti pryže

Annotation

This work is focused on the exploration of the properties of artificial pneumatical muscles. For the research of a pneumatical muscles was chosen the fluidic muscle from FESTO company, which can be easily applied due to industrial execution what is the one of the main advantages of this muscle. In this work was mapped the outer and the inner volume of an artificial pneumatic muscle. It was made a concept of the space function, internal volume of the muscle depends on the length of the muscle and the internal gauge pressure can be counted by this function. By the formulation of this space fiction was the bug during counting an internal volume of the muscle reduce from original 47 % on only to 5 %. In this work was read up the material form which is made a pneumatic muscle wall. In the material was read up as geometry and dimensions of the reinforced threads and then the value of energy which is dissipated in the muscle during the dynamical loading. Via attained results from the area of the description of the internal volume of muscle were fill in into the thermodynamical process which run inside the pneumatical muscle during the filling.

In the work were done complete study of properties a pneumatical valve which were used for the producing testing stand, by which is lead course a pressure inside the pneumatic muscle. During analysis were read up flow characteristic of the valve, stiffness of spring, properties of the rubber membrane and not least round event dynamical properties of the valve. Via read up dynamical properties of the valve were clarify uncertainties in the research of lads from Finland University Aälto, which used valve VPPM for the damping a vibration. Study of the dynamical properties showed, then the selected valve VPPM isn't suitable for leading fast dynamical process up 10 [Hz].

Keywords: Artificial Pneumatical Muscle, Pneumatical Valve, Mathematical Model, Properties of Rubber

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s užitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím disertační práce a konzultantem.

Datum: 10.5. 2013

Podpis autora:

Úvodem bych chtěl poděkovat svému školiteli, panu prof. Ing. Miroslavu Olehlovi, CSc. za cenné rady a připomínky, které mi pomohly při vypracování mé disertační práce.

Dále bych chtěl poděkovat M.Sc. Petrimu Keski-Honkolovi z Aalto University Finland (Engineering design and Production department) za cennou pomoc při měření v laboratořích hydrodynamické zkušebny, bez které by tato práce nemohla být dokončena.

A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodičům za podporu, bez které bych tuto práci nedokončil.

Ing. Zdeněk Varga

10.5. 2013

Obsah

Anotace	3
Annotation	4
Obsah	7
Seznam grafů	9
Seznam obrázků	12
Seznam tabulek	14
Seznam symbolů a zkratk	15
1 Úvod	19
1.1 Cíle práce	21
2 Pneumatické svaly	22
2.1 Rozdělení pneumatických svalů	22
2.1.1 McKibbenův umělý sval	22
2.1.2 Yarlotův sval	23
2.1.3 Skládaný umělý pneumatický sval	24
2.1.4 Kukoljův sval	25
2.1.5 Fluidní sval FESTO	26
2.2 Porovnání pneumatického fluidního svalu s pneumatickou válcovou pružinou	27
2.3 Popis uspořádání nití kordu fluidního svalu FESTO	29
2.4 Analýza stávajících matematických modelů pneumatického svalu	31
2.4.1 Statický model	31
2.4.2 Rozšířený statický model	35
2.5 Měření objemu pneumatického svalu	37
2.5.1 Měření objemu svalu potápěním svalu do vody	37
2.5.2 Měření objemu svalu analýzou fotografie v programu AutoCad	38
2.5.3 Měření objemu svalu pomocí image processing	39
2.5.4 Porovnání naměřených dat vnějšího objemu s teorií	41
2.5.5 Měření objemu svalu s uvažováním stěny svalu	43
2.5.6 Porovnání naměřených dat vnitřního objemu s teorií	49
2.6 Analýza materiálu stěny svalu	51
2.6.1 Příprava vzorků pro zkoušky pryže	51
2.6.2 Určení mechanických vlastností tahovou zkouškou	52
2.6.3 Dynamické zatěžování vzorků pryže svalu	53

2.6.4. Metodika vyhodnocování naměřených dat.....	54
2.6.5 Analýza naměřených dat z dynamické zkoušky pryže.....	54
2.7 Deformace svalu v podélném směru při zatěžování.....	56
2.8 Hystereze při zatěžování.....	59
2.9 Měření změny teploty pneumatického svalu při zatěžování	65
3 Termodynamika pneumatických svalů	68
3.1 Odvození diferenciální rovnice tlaku v pracovním prostoru pneumatického svalu	68
3.2 Transformace diferenciální rovnice tlaku v pracovním prostoru pneumatického svalu na diferenční tvar.....	71
3.3 Matematická simulace tlaku uvnitř pneumatického svalu při kompresi	72
4 Proporcionální pneumatický redukční tlakový ventil VPPM	77
4.1 Popis průtoku plynu pneumatickými prvky	80
4.1.1 Určení pneumatické vodivosti a kritického tlakového poměru zvyšováním tlaku na vstupu.....	82
4.1.2 Určení pneumatické vodivosti a kritického tlakového poměru zaplňováním prostoru o konstantním objemu	85
4.1.3 Odvětrávání prostoru o konstantním objemu	92
4.2 Rozměrová analýza jednotlivých součástí ventilu.....	98
4.3 Vlastnosti jednotlivých součástí ventilu	99
4.3.1 Funkce mikroventilu.....	99
4.3.2 Charakteristiky vnitřních tlakoměrů.....	100
4.3.3 Měření tuhosti pružin ventilu	101
4.3.4 Hmotnosti jednotlivých komponent ventilu	103
4.3.5 Analýza membrány ventilu.....	104
4.4 Dynamické vlastnosti ventilu	107
4.5 Tvorba matematického modelu ventilu	115
5 Závěr	123
Seznam literatury	126
Publikační činnost	133
Seznam příloh	134

Seznam grafů

Graf 1. Graf vztahu síly a polohy pro fluidní svaly[Zdroj: Fluidní svaly DMSP/MAS, [online]. [cit. 25.5.2012]. Dostupné na internetu: < http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/DMSP-MAS_EN.PDF >, str. 12.].....	28
Graf 2. Graf vztahu síly a polohy pro pneumatickou válcovou pružinu[Zdroj: Rolling lobe actuator with plastic connection parts - type SK 378 P02, [online]. [cit. 29.3.2013]. Dostupné na internetu:< http://213.164.133.30/catalog/ShowBalgPDF/SK%20378%20P02.pdf >, str. 1.].....	28
Graf 3. Měření objemu svalu pomocí analýzy obrazu v programu AutoCad.....	38
Graf 4. Měření objemu svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG analýzou imageprocessing v Matlab®.....	39
Graf 5. Měření objemu svalu DMSP-20-150N-RM-RM image processing analýzou v Matlab®	40
Graf 6. Porovnání matematického modelu objemu svalu s měřením vlevo MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a vpravo DMSP-20-150N-RM-RM	41
Graf 7. Závislost změny délky na vstupním tlaku vlevo MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a vpravo DMSP-20-150N-RM-RM.....	42
Graf 8. Závislost změny vnitřního objemu svalu na zkrácení pro daný vnitřní přetlak, sval..... FESTO DMSP-20-150N-RM-RM.....	44
Graf 9. Závislost změny vnitřního objemu svalu na zkrácení pro daný vnitřní přetlak, sval..... FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG	44
Graf 10. Závislost změny vnitřního objemu pneumatického fluidního na vnitřním tlaku a zkrácení svalu FESTO DMSP-20-150N-RM-RM.....	45
Graf 11. Závislost zkrácení svalu na tlaku uvnitř svalu	48
Graf 12. Závislost vnitřního objemu svalu na tlaku při nominální délce 150 mm	48
Graf 13. Závislost změny vnitřního objemu na změně délky, sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM.....	49
Graf 14. Závislost změny vnitřního objemu na změně délky, sval FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG	49
Graf 15. Tahová zkouška pro vzorky pryže s rozdílnou orientací vystužujících vláken.....	52

Graf 16. Závislost zatěžující síly na prodloužení pro různé frekvence – naměřená data pro vzorek typu B.....	54
Graf 17. Závislost zatěžující síly na prodloužení pro různé frekvence – naměřená data pro vzorek typu C.	55
Graf 18. Závislost disipované energie způsobené tlumící silou na frekvenci	55
Graf 19. Závislost prodloužení mezi dvěma body na svalu na pořadí jednotlivých bodů	58
Graf 20. Závislost zkrácení svalů na tlaku – hysterezní smyčka při zatěžování	62
Graf 21. Závislost zkrácení svalů na vnitřním přetlaku a zatížení – 3D graf zatěžování.....	63
Graf 22. Závislost zkrácení svalů na vnitřním přetlaku a zatížení – 3D graf odlehčení	64
Graf 23. Měření průběhu teploty v délce svalů v počátku	66
Graf 24. Měření průběhu teploty v délce svalů po 20 minutách zatěžování	66
Graf 25. Závislost změny teploty fluidního svalů v čase při cyklickém zatížení.....	67
Graf 26. Závislost teplosměnné plochy na tlaku uvnitř svalů - sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM	74
Graf 27. Závislost teplosměnné plochy na tlaku uvnitř svalů - sval FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG.....	75
Graf 28. Závislost teploty stěny svalů na čase, měřeno v polovině délky svalů FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG	75
Graf 29. Závislost tlaku uvnitř svalů na čase sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM	76
Graf 30. Závislost průtoku ventilem na měnícím se vstupním tlaku - naměřená průtoková charakteristika pomocí RectuTest RT02	83
Graf 31. Závislost průtoku ventilem na měnícím se vstupním tlaku - naměřená průtoková charakteristika pomocí rotametru	83
Graf 32. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, záznam z měření průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1	88
Graf 33. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, záznam z měření průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1P-S1C1.....	88
Graf 34. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, simulace průběhu zaplňování.....	91
Graf 35. Závislost teploty uvnitř tlakové nádoby na čase plnění, záznam z měření průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1	91
Graf 36. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, záznam z měření průběhu odvětrávání ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1.....	93
Graf 37. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, simulace průběhu odvětrávání	95

Graf 38. Závislost teploty uvnitř tlakové nádoby v čase při vypouštění nádrže, záznam	
z měření průběhu odvětrávání ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1	96
Graf 39. Závislost napětí na tlaku vstupujícím do tlakoměru.....	101
Graf 40. Závislost zatěžující síly membrány ventilu v čase – záznam z měření; střední hodnota zatěžování $F_{str} = 50$ [N], amplituda $A = 1,5$ [mm], frekvence $f = 1, 2, 5, 7$	
a 10 [Hz]	104
Graf 41. Závislost síly na poměrném prodloužení membrány ventilu	105
Graf 42. Závislost síly na poměrném prodloužení membrány ventilu – matematická aproximace	105
Graf 43. Závislost řídicího a výstupního tlaku v čase se znázorněním závislosti napětového impulsu pro plnění a odvětrávání v čase ventilem VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P- S1C1 – naměřená data.	108
Graf 44. Detail začátku přechodové charakteristiky ventilu VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P- S1C1 – naměřená data.....	109
Graf 45. Detail začátku přechodové charakteristiky ventilu – naměřená data.	109
Graf 46. Přechodová charakteristika ventilu s vyznačenými časovými konstantami pro aproximaci metodou prof. Strejce - naměřená data na ventilu VPPM-6L-L1-G18- 0L6H-V1P-S1C1.	111
Graf 47. Aproximace přechodové charakteristiky výstupního tlaku	114
Graf 48. Závislost pneumatické vodivosti C na zdvihu trysky x pro ventil VPPM-6L-L-1- G18-0L10H-A4P-S1C1	118
Graf 49. Závislost tlakového poměru b na zdvihu trysky pro ventil VPPM-6L-L-1-G18- 0L10H-A4P-S1C1	118
Graf 50. Závislost pneumatické vodivosti na zdvihu trysky pro ventil VPPM-6L-L-1-G18- 0L10H-A4P-S1C1 – aproximace polynomem 7 řádu	119
Graf 51. Závislost tlakového poměru na zdvihu trysky pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H- A4P-S1C1 – aproximace polynomem 4 řádu.....	120
Graf 52. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby v čase, simulace průběhu plnění matematickým modelem ventilu VPPM	121
Graf 53. Závislost zdvihu trysky ventilu při odvětrávání pracovního prostoru.....	122

Seznam obrázků

Obr. 1. McKibbenův umělý sval [Zdroj: Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. Vrije Universiteit Brussel. 1999, PhD Thesis, str. 10.].....	23
Obr. 2. Yarlotův sval [Zdroj: Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. Vrije Universiteit Brussel, 1999, PhD Thesis, str. 13.].....	23
Obr. 3. Schéma průběhu plnění umělého skládaného pneumatického svalu [Zdroj: Daerden, F., Lefeber, D.: The Concept and Design of Pleated Pneumatic Artificial Muscles. International Journal of Fluid Power. 2001, Vol. 2, No. 3, str. 3]	24
Obr. 4. Fotografie z plnění umělého skládaného pneumatického svalu [Zdroj: Verrelst, B., Vanderborght, B., Ham, R. van., Beyl, P., Lefeber, D.: Novel Robotic Applications using Adaptable Compliant Actuation. An Implementation Towards Reduction of Energy Consumption for Legged Robots. Mobile Robotics, Moving Intelligence. December 2006, ISBN 3-86611-284-X, str. 517].....	24
Obr. 5. Kukoljův pneumatický sval [Zdroj: Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. Vrije Universiteit Brussel, 1999, PhD Thesis, str. 15.]	25
Obr. 6. Fluidní sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG McKibbenova typu od firmy FESTO (s vyznačeným počátkem pryžové části)	26
Obr. 7a. Schématický náčrt trubky pneumatického svalu vyztužené vlákny.....	29
Obr. 7b. Fotografie z měření sklonu úhlu vláken θ	29
Obr. 8. Schéma rozložení vláken ve stěně pneumatického svalu	29
Obr. 9. Schématický náčrt svalu a grafické znázornění idealizované délky vlákna kornu a počtu otáček.	33
Obr. 10 Schéma měření objemu svalu potápěním do vody	37
Obr. 11. Schema měření vnitřního objemu svalu	43
Obr. 12. Orientace vzorků z pryže vzhledem ke kordu pneumatického fluidního svalu	51
Obr. 13. Tvar vzorku pryže vyrobený dle normy ČSN ISO 37, typ vzorku 3.....	52
Obr. 14. Instron E3000 – Ilustrační fotografie	53
Obr. 15. Fotografie z měření objemu svalu se zafixovanými konci a) začátek měření b) vnitřní tlak ve svaly 5 [bar]	57

Obr. 16. Fotografie a schéma zapojení úlohy pro zkoumání vlastností pneumatických svalů v laboratoři aplikované kybernetiky	59
Obr. 17. Čelní panel programu <i>Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi</i>	60
Obr. 18. Blokové schéma měřicího programu <i>Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi</i>	61
Obr. 19. Kalibrace měřicího standu.....	61
Obr. 20. Měření teploty pneumatického fluidního svalu FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG pomocí termokamery	65
Obr. 21. Pracovní prostor pneumatického svalu jako otevřený systém a jako uzavřený systém	69
Obr. 22. Schéma mechanické části těla proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM vlevo a funkční řez ventilem vpravo	77
Obr. 23. Měření průtoku: a) Schéma měřicí tratě b) průtoková charakteristika.....	82
Obr. 24. Měření průtokových charakteristik zaplňováním a odvětráváním prostoru..... konstantním objemu a) fotografie experimentu b) schéma zapojení.....	85
Obr. 25. Plnění prostoru o konstantním objemu.....	86
Obr. 26. Blokové schéma matematického modelu zaplňování tlakové nádoby v prostředí..... Simulink.....	90
Obr. 27. Blokové schéma matematického modelu odvětrávání tlakové nádoby v prostředí Simulink.....	94
Obr. 28. Fotografie mikroventilu (vpravo) a jeho kalibrace (vlevo).....	99
Obr. 29. Fotografie kalibrace tlakoměrů	100
Obr. 30. Scéma regulované soustavy ventilu VPPM	107
Obr. 31. Blokové schéma aproximace přechodové charakteristiky výstupního tlaku.....	114
Obr. 32. Schéma ventilu pro případ plnění (nalevo) a pro případ odvětrání (napravo)	115
Obr. 33. Simulační schéma matematického modelu plnění tlakové nádoby proporcionálním ventilem v prostředí Simulink.....	121
Obr. 34. Schéma pohybu trysky ventilu při odvětrávání pracovního prostoru.....	122

Seznam tabulek

Tab. 1. Hodnoty z měření prostorového uspořádání nití kordu uvnitř pryžové matrice	
fluidního svalu FESTO	30
Tab. 2. Data z měření objemu svalu.	37
Tab. 3. Hodnoty konstant aproximačních polynomů (19) až (20).....	46
Tab. 4. Hodnoty konstant aproximačních polynomů vyjadřujících polynomy (22) až (24)	
jako funkce přetlaku uvnitř pneumatického svalu	47
Tab. 5. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil	
VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – proces zaplňování	89
Tab. 6. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil	
VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1P-S1C1- proces zaplňování	90
Tab. 7. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil	
VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – proces odvětrávání bez tlumiče	93
Tab. 8. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil	
VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – proces odvětrávání s tlumičem	94
Tab. 9. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil	
VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1P-S1C1 – proces odvětrávání bez tlumiče	94
Tab. 10. Naměřené hodnoty při kalibraci horního a dolního tlakoměru	100
Tab. 11. Rozměry pružin	102
Tab. 12. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot při stanovování tuhosti horní pružiny trhacím strojem	102
Tab. 13. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot při stanovování tuhosti dolní pružiny trhacím strojem	102
Tab. 14. Hmotnosti jednotlivých pohyblivých součástí ventilu	103
Tab. 15. Hodnoty dopravního zpoždění T_d	110
Tab. 16. Konstanty aproximačních polynomů (118) a (119)	119

Seznam symbolů a zkratk

označení	význam	jednotka
a_1, b_1, c_1	konstanty aproximačního polynomu	[-]
$a_1 p$	aproximační polynom vyjádřený v závislosti na vnitřním přetlaku	[-]
b_{thr}	délka nitě	[m]
b	kritický tlakový poměr	[-]
$b_1 p$	aproximační polynom vyjádřený v závislosti na vnitřním přetlaku	[-]
b_{fr}	parametr tření	[N]
b_{tl}	konstanta tlumení	[kg·s ⁻¹]
c_p	měrná tepelná kapacita izobarická	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
c_v	měrná tepelná kapacita izochorická	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
$c_1 p$	aproximační polynom vyjádřený v závislosti na vnitřním přetlaku	[-]
d_k	průměr vláken svalu	[mm]
h	měrná entalpie	[J·kg ⁻¹]
h_{voda}	odlehlost vodní hladiny	[mm]
h_{tr}	zdvih ventilu	[mm]
h_1, h_2	stlačení horní a dolní pružiny	[m]
k_1, k_2	tuhost horní a dolní pružiny	[N·m ⁻¹]
k_n, f_n, g_n	konstanty aproximačního polynomu	[-]
l	celková délka svalu	[mm]
l_{10}	volná délka pružiny	[m]
l_{20}	stlačení pružiny v nulové poloze	[m]
dl_i	posunutí vnitřního povrchu	[m]
m	hmotnost	[kg]
m_{fr}	parametr tření	[N/bar]
m_{in}, m_{out}	hmotnostní tok vstupující a vystupující do svalu	[kg·m ⁻³]
m_p, m_o	hmotnost pohybujících se částí pro případ plnění a odvětrávání	[kg]
m^*	nadkritický hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]

m	hmotnostní průtok	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
dm	změna hmotnosti	$[\text{kg}]$
n_{thr}	počet závitů vlákna	$[-]$
n	pořadové číslo aproximačního polynomu	$[-]$
p_1	vstupní tlak	$[\text{Pa}]$
p_2	tlak na výstupu	$[\text{Pa}]$
p_2	časová změna tlaku na výstupu	$[\text{Pa}]$
p_p, t, p_o, t	tlak nad membránou pro případ plnění a odvětrávání	$[\text{Pa}]$
$p_{n1,2,3}$	konstanty aproximačního polynomu	$[-]$
q_{in}, q_{out}	přivedené a odvedené teplo	$[\text{J}]$
r	měrná plynová konstanta	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
S_i	celková vnitřní plocha svalu	$[\text{m}^2]$
dS_i	diferenciál celkové vnitřní plochy svalu	$[\text{m}^2]$
t_i	souřadnice inflexního bodu	$[\text{s}]$
t_k	tloušťka stěny svalu	$[\text{mm}]$
t_1, t_2	časové parametry	$[-]$
u	vnitřní měrná energie	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
x, t	výchylka z rovnovážné polohy	$[\text{m}]$
x, \dot{x}, \ddot{x}	poloha rychlost a zrychlení trysky	$[\text{m}, \text{m}\cdot\text{s}^{-1}, \text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
y_i	pořadnice inflexního bodu přenosu	$[-]$
$y_{1,...,n}, x$	aproximační polynomy	$[-]$
A_1, A_2, \dots, A_n	vrcholky mnohoúhelníku	$[-]$
C	pneumatická vodivost	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}]$
C_{10}, C_{01}	Mooney-Rivlinovy konstanty	$[-]$
D	průměr svalu	$[\text{mm}]$
F	axiální síla ve svaly	$[\text{N}]$
$F_a(s)$	aproximační přenos systému	$[-]$
F_d	tlumící síla	$[\text{N}]$
F_f	člen popisující vnitřní tření mezi nitěmi kordu a pryží	$[\text{N}]$
F_p, t, F_o, t	budící síla pro případ plnění a odvětrávání	$[\text{N}]$
$F_{zát}$	zatěžující síla	$[\text{N}]$
H	entalpie	$[\text{J}]$

dH	diferenciál entalpie	[J]
I_1, I_2, I_3	hlavní invarianty tenzoru deformace	[mm]
P_0	technický normální tlak (1 [atm] = 1,0336 [bar])	[Pa]
P	tlak uvnitř pneumatického svalu	[Pa]
\dot{P}	časová změna tlaku	[Pa]
P'	relativní tlak	[Pa]
Q_T	sdílené teplo	[J]
dQ_T	diferenciál sdíleného tepla	[J]
R_{sval}	rádus nezatíženého svalu	[mm]
R	universální plynová konstanta	[J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹]
K	statické zesílení	[-]
L	délka svalu	[m]
L_i	okamžitá délka svalu	[m]
L_0	původní délka svalu	[m]
dL	změna délky svalu	[m]
S	plocha ventilu	[m ²]
T	termodynamická teplota	[K]
T_d	dopravní zpoždění	[s]
T_{in}	teplota plynu vstupující do svalu	[K]
T_n	doba náběhu	[s]
T_u	doba průtahu	[s]
T_1	vnější teplota plynu	[K]
T_2	vnitřní teplota plynu	[K]
dT	diferenciál teploty	[K]
T_0	termodynamická teplota prostředí dle referenčních podmínek	[K]
U	vnitřní energie	[J]
dU	diferenciál vnitřní energie	[J]
V	objem	[m ³ , dm ³]
\dot{V}	časová změna objemu	[m ³]
V_x	vnitřní objem svalu jako funkce zkrácení	[m ³ , dm ³]
$V_{x,p}$	vnitřní objem svalu vyjádřený jako funkce vnitřního tlaku a zkrácení	[m ³ , dm ³]

V_b	objem stěny pneumatického svalu	$[\text{m}^3, \text{dm}^3]$
W_{in}	vstupní práce	$[\text{J}]$
W_{out}	výstupní práce	$[\text{J}]$
W_T	vnitřní práce	$[\text{J}]$
W	hustota deformační práce	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$
dV	změna objemu	$[\text{m}^3, \text{dm}^3]$
dW_T	diferenciál vnější práce (tlaková energie)	$[\text{J}]$
dW	změna hustoty deformační práce	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$
W_d	disipovaná energie	$[\text{J}]$
Δl	změna délky	$[\text{m}]$
Δy	skutečný rozdíl fyzikální veličiny na výstupu dynamického systému	$[-]$
Δu	velikost realizovaného skoku skutečné fyzikální veličiny	$[-]$
ε	zkrácení svalu	$[-, \%]$
θ	úhel vláken opletení vůči ose svalu	$[\text{rad}, ^\circ]$
κ	Poissonova konstanta	$[-]$
ρ	hustota plynu	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
ρ_0	hustota dle referenčních podmínek	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

1 Úvod

Pneumatické svaly svou konstrukcí již několik let inspirují nesčetné množství konstruktérů. Díky této jedinečné konstrukci jsou užívány pro řešení nejrozličnějších a velmi složitých konstrukcí mechanických paží robotů. S pneumatickými svaly se můžeme setkat i ve vědním oboru biomechaniky, kdy je pneumatický sval použit jako náhon náhrad končetin lidského těla. K uvedeným možnostem aplikace umělého pneumatického svalu vybízí právě poměr vyvinuté síly k hmotnosti pneumatického svalu, která je výrazně nižší, než je tomu u pneumatických přímočarých motorů. Tento poměr výsledné síly ve svalu k hmotnosti umožňuje snížit konečnou hmotnost jak robota, tak lidské náhrady. Dalším místem, kde se můžeme setkat s aplikací pneumatického svalu, jsou nejrůznější druhy manipulátorů, u kterých se především využívá velká kontrakce pneumatického svalu. S nesčetnými možnostmi využití pneumatického svalu se můžeme setkat v knize Hesse S. [24], kde autor ve 150 příkladech uvádí nejrozličnější možnosti využití pneumatického svalu.

Jak je z názvu patrné, provozním médiem u pneumatických svalů je vzduch. Ovšem jak uvádí i výrobce, lze jako pracovní médium užít i jiná média, jako je například stlačený olej. Pneumatické svaly se stlačeným olejem namísto stlačeného vzduchu lze využít k tlumení, což jsem publikoval se svými kolegy z Finské Univerzity Aalto v článku *Magnetorheological fluidic muscle as semi-active damper*.

V literatuře [15] , [36] se můžeme setkat s nejrozličnějšími druhy pneumatických svalů, přičemž právě fluidní sval FESTO je nejrozšířenějším průmyslově vyráběným typem svalu. A právě proto, že je tento sval průmyslově vyráběn, tak byl zvolen pro účely této práce. Častokrát se můžeme setkat s tím, že jsou pneumatické svaly zaměňovány s pneumatickými hadicemi, které se používají jako tlumiče v průmyslových aplikacích. Jedním ze zásadních rozdílů mezi pneumatickými svaly a pneumatickými hadicemi je jejich rozdílný graf závislosti osově síly na poloze. Obecně se dá říci, že hlavní rozdíly mezi jednotlivými druhy pneumatických svalů jsou v typu a uspořádání nití vyztužujícího kordu svalu, který je použit i u zmíněných hadicových pružin.

Řešením popisu chování pneumatických svalů a návrhu jejich regulace se zabývalo již několik autorů [13] , [49] , [57] . Přičemž při tvorbě matematického modelu, kterým autoři popisují výslednou axiální sílu v pneumatickém svalu, vycházeli z idealizované délky vlákna

kordu. S totožným způsobem odvození objemu a výsledné axiální síly se též můžeme setkat i v literatuře zabývající se pneumatickými hadicemi. Rozsáhlejší matematické modely pneumatických svalů obsahují členy, kterými jsou popsány, jak deformace idealizovaného vlákna kordu, z kterého jsou vypočteny objemy a energie spjaté se stlačeným vzduchem, tak i mechanické vlastnosti stěny svalu.

Pro důkladné prozkoumání vlastností umělého pneumatického svalu byl na Katedře aplikované kybernetiky TUL vyroben speciální stand, na kterém byly zkoumány vlastnosti pneumatického svalu jako celku. Byla zkoumána měnící se teplota pneumatického svalu a hystereze svalu při zatěžování konstantní zátěží. Při výrobě standu pro zkoumání vlastností pneumatických svalů byly použity prvky jako je laserové distanční čidlo, kterým bylo možné odečítat aktuální polohu konce pneumatického svalu a proporcionální redukční tlakový ventil typu VPPM od firmy FESTO. Uvedenému ventilu byla v této práci věnována velká pozornost, jelikož právě vlastnosti ventilu zásadním způsobem ovlivňují výsledné chování pneumatického svalu. Vlastnosti a možnosti regulace svalu pomocí uvedeného proporcionálního redukčního tlakového ventilu jsou v závěru porovnány s výzkumem, který byl proveden Finskou Univerzitou Aalto a pomocí výsledků této práce bylo objasněno chování ventilu VPPM a byly tím objasněny možnosti jeho použití.

1.1 Cíle práce

Cílem práce bylo zahájit výzkum umělých pneumatických svalů na Katedře aplikované kybernetiky TUL. Součástí zadání bylo prozkoumat současnou literaturu a druh využití pneumatických svalů. Práce měla dále za úkol prozkoumat vlastnosti umělých pneumatických svalů a tím rozšířit vědomosti o pneumatických svalech a pomocí výsledků zpřesnit stávající matematické modely popisující umělé pneumatické svaly.

Pneumatické svaly jsou běžně napájeny stlačeným vzduchem pomocí tlakových redukčních ventilů. V zadání práce bylo sestavit „laboratorní úlohu“, pomocí které by mohl probíhat výzkum pneumatických svalů na Katedře aplikované kybernetiky TUL. Jelikož vlastnosti pneumatických svalů jsou zásadním způsobem ovlivňovány ventilem, který do pracovního prostoru ventilu přivádí stlačený plyn, tak v zadání práce bylo provést detailní analýzu ventilu VPPM, který byl doporučen výrobcem a konzultantem práce.

2 Pneumatické svaly

Pneumatický sval je bezpístnicový přímočarý motor s hadicovým tělesem skládající se z nitěného kordu a pryže. Tkanina vyztužujícího nitěného kordu je uložena v pryži v dvou nezávislých rovinách pod přesně definovaným úhlem a mechanické vlastnosti stěny pneumatického svalu jsou předurčeny vlastnostmi těchto nití, kdežto pryž má víceméně utěšňující vliv a na mechanických vlastnostech se nepodílí tak významným způsobem [52]. U pneumatického svalu přivedeného na zdroj stlačeného vzduchu se začne zvyšovat tlak uvnitř hadice a postupně začne docházet ke zkracování jeho délky a zvětšování průměru svalu, v podstatě sval přechází do pozice s minimem energie.

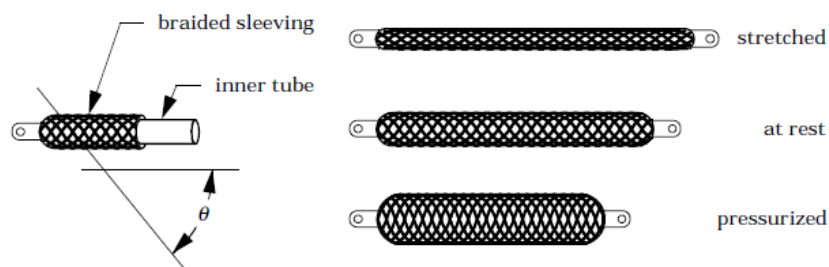
2.1 Rozdělení pneumatických svalů

Vzhledem ke skutečnosti, že vznik pneumatických svalů je datován k roku 1930 [36], došlo od té doby k významné variabilitě využití a způsobů technické realizace pneumatických svalů [15]. V následujících kapitolách jsou uvedeny základní druhy pneumatických svalů pro vytvoření náhledu do dané problematiky.

2.1.1 McKibbenův umělý sval

McKibbenův umělý sval je pojmenovaný po svém autorovi J. L. McKibbenovi, který na konci padesátých let navrhl sval, jenž se vyznačuje válcovou dvouplášťovou strukturou. Vnitřní vrstva je pružná a nepropustná (nejčastěji tenká gumová hadice), zatímco vnější vrstva je bifilárně spirálovitě splétaná z pevných vláken pod úhlem θ (např. nylonových) a hadice svalu je na obou koncích utěsněna pomocí spon, přičemž jedna koncovka je využita k plnění a druhá k těsnění [38].

Při zaplňování vnitřního prostoru svalu opletení transformuje pneumatickou energii na mechanickou. Radiální síla rozšiřující se hadice se transformuje na sílu axiální s důsledkem kontrakce svalu.



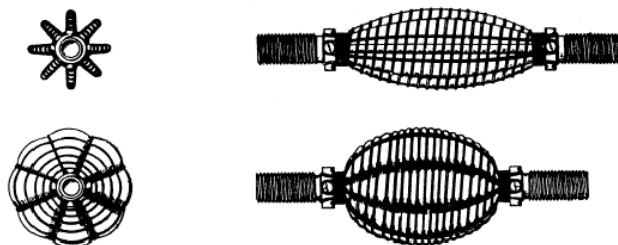
Obr. 1. McKibbenův umělý sval [Zdroj: Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. Vrije Universiteit Brussel. 1999, PhD Thesis, str. 10.]

Opět lze tedy říci, jak již bylo uvedeno v úvodu kapitoly 2, že sval přechází do stavu s minimem energie, a to díky změně délky a průměru svalu v návaznosti na změně vnitřního tlaku vzduchu uvnitř hadice svalu. Maximální objem svalu je uváděn v závislosti na vzájemné poloze vláken, která svírají úhel okolo $54,7^\circ$ [27].

Předností McKibbenova svalu je stabilita, pružnost a především nízká hmotnost v poměru k dosaženému výkonu. Nevýhody McKibbenova svalu jsou suché tření mezi pryží a vlákny svalu [13], hystereze, prahový tlak, kdy nedochází k žádné akci a rozdílné chování studeného či ohřátého svalu [10], [54].

2.1.2 Yarlotův sval

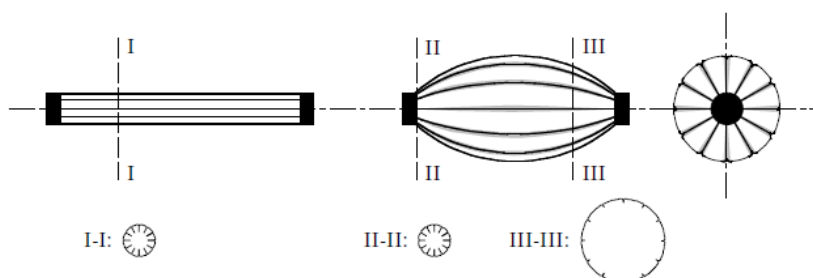
Yarlotův sval je tvořen membránou zpevněnou podélnými neelastickými vlákny, které přenášejí tlakovou energii plnicího média na tahovou. Radiální vlákna, kterými je sval opleten, slouží pouze k zpevnění svalu a omezení maximální expanze viz Obr. 2 [15], [38]. Díky popsané konstrukci vláken má Yarlotův sval, pojmenovaný po svém autorovi, eliptický tvar, jak je vidět na Obr. 2.



Obr. 2. Yarlotův sval [Zdroj: Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. Vrije Universiteit Brussel, 1999, PhD Thesis, str. 13.]

2.1.3 Skládaný umělý pneumtický sval

Skládaný umělý pneumtický sval (PPAM) vychází z McKibbenova pneumtického svalu [16] a jeho konstrukce byla navržena tak, aby bylo možné snazší řízení díky vyhnutí se suchému tření mezi pryží a vlákny svalu, jak tomu dochází u McKibbenova svalu. Snížení suchého tření u skládaného umělého pneumtického svalu je dosaženo membránou, která je mezi podélnými vlákny a při nafukování přenáší radiální tlak. Napětí je přenášeno tuhými vlákny, která jsou uchycena v koncovkách na obou koncích, viz Obr. 3 [58]. Na Obr. 4 je znázorněn skládaný umělý pneumtický sval v různých fázích nafukování. Z obrázku je patrné, že při kompresi přechází skládaný umělý sval do kulovitého tvaru.



Obr. 3. Schéma průběhu plnění umělého skládaného pneumtického svalu [Zdroj: Daerden, F., Lefeber, D.: The Concept and Design of Pleated Pneumatic Artificial Muscles. International Journal of Fluid Power. 2001, Vol. 2, No. 3, str. 3]



Obr. 4. Fotografie z plnění umělého skládaného pneumtického svalu [Zdroj: Verrelst, B., Vanderborght, B., Ham, R. van., Beyl, P., Lefeber, D.: Novel Robotic Applications using Adaptable Compliant Actuation. An Implementation Towards Reduction of Energy Consumption for Legged Robots. Mobile Robotics, Moving Intelligence. December 2006, ISBN 3-86611-284-X, str. 517]

V dostupné literatuře [58] se můžeme setkat s formulací osově síly F , která je generována skládaným umělým svalem při kompresi:

$$F = Pl^2 f \left(\frac{\varepsilon}{R_{sval} l} \right) \quad (1)$$

kde

P je tlak uvnitř pneumatického svalu,

l je celková délka svalu,

R_{sval} je rádius nezatíženého svalu,

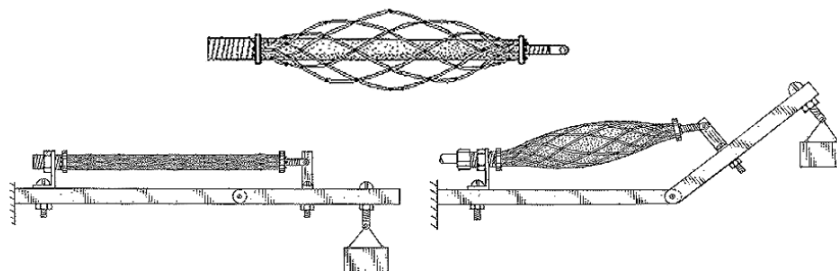
ε je zkrácení svalu,

f je funkce postihující zkrácení a geometrii pro rozdílné hodnoty podílu $\frac{\varepsilon}{R_{sval} l}$.

U silnějších svalů je dosahováno menších kontrakcí, avšak generují vyšší osově síly. Kontrakce může dosáhnout až 54% v teoretickém případě $R_{sval} l = 0$. Při malých kontrakcích jsou síly extrémně vysoké v důsledku nadměrného zatížení materiálu. Vygenerovaná síla je nižší pro velké kontrakce [58].

2.1.4 Kukoljův sval

Kukoljův sval je charakteristický způsobem opletení membrány svalu. Opletení membrány svalu je nezávislé a při zaplňování membrány stlačeným plynem dochází k vymizení mezery mezi svačkou a membránou, až je membrána v přímém kontaktu s opletením, viz Obr. 5.



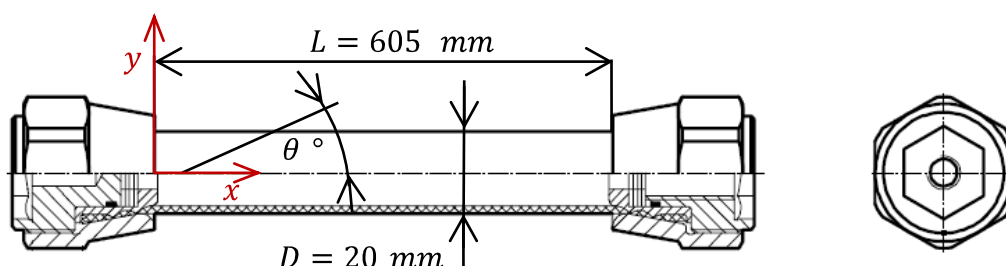
Obr. 5. Kukoljův pneumatický sval [Zdroj: Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. Vrije Universiteit Brussel, 1999, PhD Thesis, str. 15.]

Opletení Kukoljova svalu je v uzlech pevně spojeno, což je naprosto odlišné od McKibbenova svalu, který má vlákna volně uložena, což umožňuje vzájemný pohyb vláken. Pevně spojená vlákna způsobují křížení vláken při kompresi, což je nevýhodou Kukoljova pneumatického svalu. Ovšem počáteční napětí ve svaly je prevencí tohoto děje, viz Obr. 5 [36], [38].

2.1.5 Fluidní sval FESTO

Fluidní sval od firmy FESTO je pneumatický sval McKibbenova typu, u kterého jsou vyztužující vlákna kordu umístěna ve dvou na sobě nezávislých rovinách. Tyto dvě nezávislé roviny kordu jsou zality ve vrstvě pryže, která zajišťuje těsnost svalu. Takto vyrobená stěna svalu je na obou koncích zakončena kovovými koncovkami umožňujícími přivedení stlačeného média, uchycení pneumatického svalu ke konstrukci a zátěži, viz Obr. 6.

Při plnění fluidního svalu stlačeným médiem dochází, stejně jako u McKibbenova svalu, k rozšiřování hadice v důsledku radiální síly, která se transformuje na axiální sílu, což způsobuje kontrakci svalu.



D průměr svalu (druhá položka v typovém označení svalu), L_0 původní délka svalu (třetí položka v typovém označení svalu), θ úhel sklonu vláken vůči ose svalu

Obr. 6. Fluidní sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG McKibbenova typu od firmy FESTO (s vyznačeným počátkem pryžové části)

Díky průmyslovému provedení fluidního svalu od firmy FESTO lze pneumatický sval navrhnout pro reálnou aplikaci, což je jednou z výhod tohoto svalu. Další výhodou je možnost porovnání výsledků z měření s jinými výzkumnými pracovištěm i s přihlédnutím k faktu, že mechanické vlastnosti každého svalu se budou nepochybně lišit díky odlišné šarži materiálu nití a pryže. Z uvedených důvodů byl tento typ svalu použit pro tuto práci.

2.2 Porovnání pneumatického fluidního svalu s pneumatickou válcovou pružinou

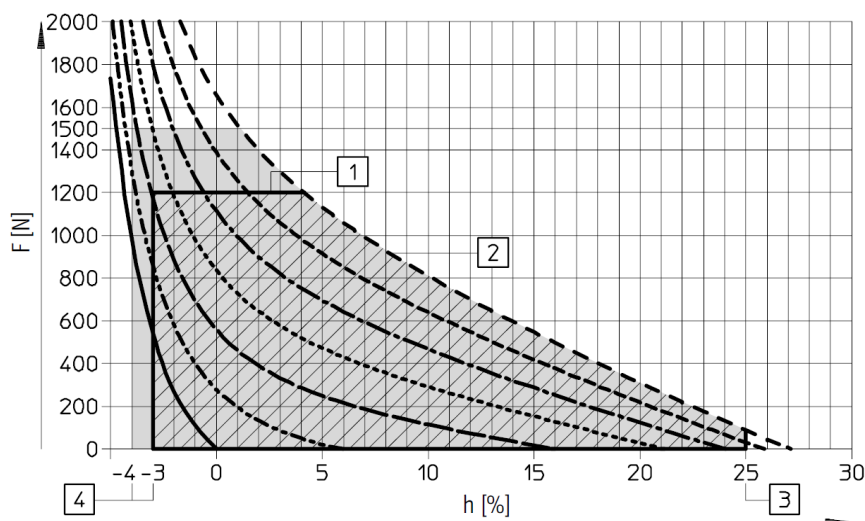
V předchozích kapitolách byly popsány základní druhy pneumatických svalů a zároveň byly vystiženy jejich vlastnosti v hrubých rysech. Tato kapitola je zaměřena na porovnání vlastností pneumatického fluidního svalu [61] a pneumatické válcové pružiny [64], a to z důvodu časté záměny mezi těmito dvěma zařízeními.

U obou výše uvedených zařízení je materiálem stěny kompozit tvořený pryžovou matricí a vyztužujícími nitěmi, ovšem tyto dvě zařízení mají odlišně navrženou stavbu stěny a tím i odlišné mechanické vlastnosti. Na grafech Graf 1 a Graf 2 jsou znázorněny závislosti vztahu síly a polohy, a to pro fluidní sval a zmíněnou pneumatickou válcovou pružinu. Z uvedených grafů je patrná odlišnost těchto charakteristik a tím i odlišné možnosti použití, jelikož u fluidního svalu lze dosáhnout nižšího osového zatížení.

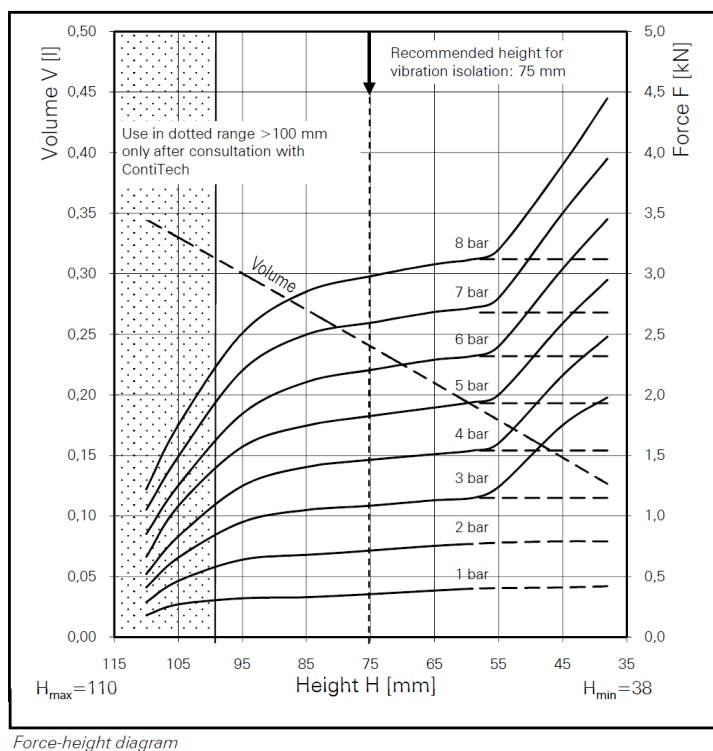
V Grafu 1. je vidět průběh axiální síly v pneumatickém svalu pro konstantní přetlak uvnitř pneumatického svalu v závislosti na zkrácení svalu. Výrobce v dokumentaci k pneumatickému svalu používá pro označení zkrácení svalu písmeno h což je matoucí. Bežnější označení zkrácení (v tomto případě zkrácení svalu) je užití symbolu ε , který je nadále užíván pro zkrácení svalu. V Grafu 2 je znázorněna závislost osově síly pneumatické pružiny při konstantním tlaku ale při změně zdvihu v milimetrech. U pneumatické válcové pružiny dojde v polovině zdvihu k snížení nárůstu osově síly kdežto u pneumatického svalu tuto změnu v Grafu 1 nenalezneme což je jedna z odlišností obou zařízení.

Výhodou pneumatických svalů je, že mohou být vyrobeny prakticky v libovolné délce a průměru, což umožňuje velkou škálu využití tohoto zařízení. O možnostech využití fluidního svalu od firmy FESTO se můžeme setkat v knize [24], kde autor nabízí 150 praktických případů pro využití tohoto svalu. Další významnou odlišností pneumatické válcové pružiny a fluidního pneumatického svalu je odlišná vlastní frekvence u válcové pneumatické pružiny, kde se setkáváme s frekvencí kolem 2,6 Hz, kdežto u pneumatických svalů se můžeme setkat s frekvencí větší než 10 Hz [38].

S detailním rozбором výpočtů mechanických vlastností a odvození můžeme setkat v literatuře [34].



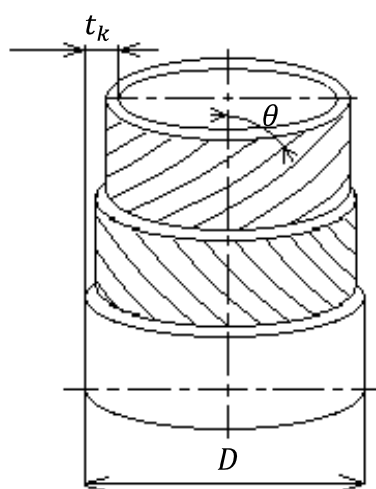
Graf 1. Graf vztahu síly a polohy pro fluidní svaly[Zdroj: Fluidní svaly DMSP/MAS, [online]. [cit. 25.5.2012]. Dostupné na internetu: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/DMSP-MAS_EN.PDF], str. 12.]



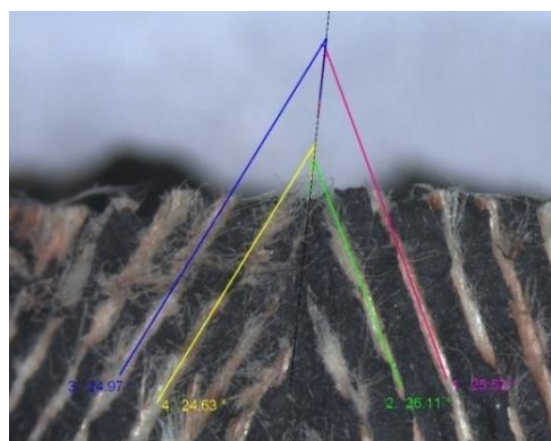
Graf 2. Graf vztahu síly a polohy pro pneumatickou válcovou pružinu[Zdroj: Rolling lobe actuator with plastic connection parts - type SK 37-8 P02, [online]. [cit. 29.3.2013]. Dostupné na internetu: <http://213.164.133.30/catalog/ShowBalgPDF/SK%2037-8%20P02.pdf>], str. 1.]

2.3 Popis uspořádání nití kordu fluidního svalu FESTO

Při popisu McKibbenova umělého svalu bylo uvedeno, že daný sval je opleten nitěným kordem pod přesně daným úhlem θ . Stejným způsobem je vyroben i fluidní sval FESTO, ale na rozdíl od McKibbenova umělého svalu jsou vlákna kordu uložena uvnitř pryžové membrány.

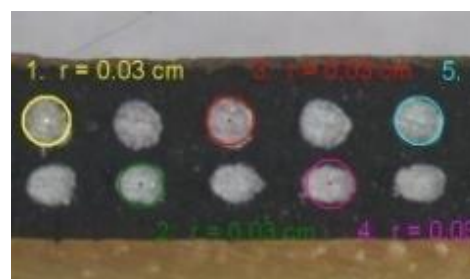
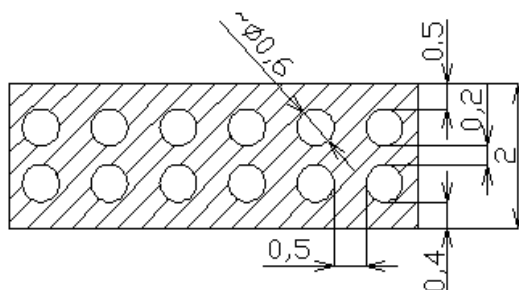


Obr. 7a. Schématický náčrt trubky pneumatického svalu vyztužené vlákny



Obr. 7b. Fotografie z měření sklonu úhlu vláken θ

Úhel opletení nitěného kordu θ okolo podélné osy svalu, jak je vidět na Obr. 7 a), předurčuje mechanické vlastnosti svalu jako např. kontrakci svalu, což je detailně popsáno v literatuře [6], [25]. Z výše uvedených důvodů bylo nutné provést rozbor uspořádání nití kordu fluidního svalu.



Obr. 8. Schéma rozložení vláken ve stěně pneumatického svalu

Pro určení prostorového uspořádání nití kordu uvnitř pryžové matrice fluidního svalu byl pořízen vzorek svalu, z kterého byla odříznuta do jedné poloviny svalu svrchní vrstva pryže a z druhé poloviny byla odkryta druhá vrstva vyztužujícího kordu, viz Obr. 7 b). Následně byl ze svalu oddělen válcový díl pryže, který byl rozstřížen, aby bylo možné provést rozvinutí vzorku a zalití do fixační hmoty, aby bylo možné odečíst zbylé rozměry uspořádání nití v membráně svalu, viz Obr. 8. U takto připravených vzorků bylo možné pomocí mikroskopu a speciálního programu odečíst požadované rozměry, které jsou sumarizovány v Tab. 1.

Tab. 1. Hodnoty z měření prostorového uspořádání nití kordu uvnitř pryžové matrice fluidního svalu FESTO

Úhel sklonu vláken vůči ose svalu	θ [°]	25
Tloušťka stěny svalu	t_k [mm]	2
Průměr svalu	D [mm]	24
Průměr vláken svalu	d_k [mm]	~ 0,6

2.4 Analýza stávajících matematických modelů pneumatického svalu

Z dostupné literatury byla provedena rešerše stávajících matematických modelů pneumatického svalu. V literárních zdrojích [27], [47] se můžeme setkat s odvození základních matematických modelů pomocí geometrie vláken vyztužujícího kordu pneumatického svalu. Obdobný princip použil prof. Krejčíř [34] pro odvození rovnic popisující pneumatické pružiny. V následujícím textu je rozděleno odvození matematického modelu pneumatického svalu do dvou částí zabývajících se jak statickým, tak dynamickým modelem pneumatického svalu.

2.4.1 Statický model

S odvozením rovnic pro popis statického modelu pneumatického svalu vycházejícího ze zákona zachování energie se lze setkat v literatuře [27]. Přičemž vstupní práce W_{in} je vykonána při zaplňování vnitřního prostoru svalu. Velikost této práce je rovna:

$$W_{in} = \int_{l_i S_i}^{P - P_0} dl_i \cdot dS_i = \int_{l_i S_i}^{P - P_0} dl_i \cdot dS_i, \quad (2)$$

kde

P je absolutní tlak uvnitř pneumatického svalu,

P_0 je technický normální tlak ($1 \text{ [atm]} = 1,0336 \text{ [bar]}$),

S_i je celková vnitřní plocha svalu,

dl_i je posunutí vnitřního povrchu,

dS_i je diferenciál celkové vnitřní plochy svalu,

Přičemž diferenciál vstupní práce je roven:

$$dW_{in} = P' dV, \quad (3)$$

kde

dV je změna objemu,

P' relativní tlak.

Práci dodávanému systému zvenku považujeme za kladnou a při vyslovení tohoto předpokladu lze napsat rovnici vyjadřující diferenciál výstupní práce dW_{out} vznikající při zkrácení pneumatického svalu jako:

$$dW_{out} = -F dL, \quad (4)$$

kde

F je axiální síla ve svaly,

dL je změna délky svalu.

Při využití zákona o zachování energie a vyslovení předpokladu, že nedochází ke ztrátám energie, lze napsat, že výstupní práce je rovna vstupní:

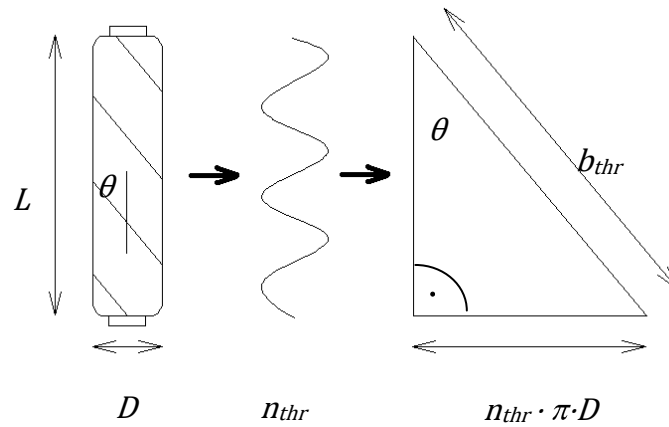
$$dW_{out} = dW_{in}. \quad (5)$$

Úpravou rovnic (2) až (5) lze napsat:

$$-F dL = P' dV, \quad (6)$$

po úpravě

$$F = -P' \frac{dV}{dL}. \quad (7)$$



Obr. 9. Schématický nákres svalu a grafické znázornění idealizované délky vlákna kordu a počtu otáček.

Pro odhad změny objemu svalu v závislosti na změně délky svalu dV/dL byla uvažována aktivní část svalu ve tvaru ideálního válce. Odvození idealizovaného objemu pneumatického svalu bylo provedeno z Obr. 9. Na Obr. 9 vlevo je znázorněn pneumatický sval s vyznačeným vystužujícím vláknem sklopeným pod úhlem θ . Uprostřed Obr. 9 je zobrazeno pouze samotné vystužující vlákno, které je omotáno n_{thr} krát okolo těla svalu. Vpravo na obrázku Obr. 9 je výsledný pravoúhlý trojúhelník, který vzniknul rozvinutím nitě vystužujícího vlákna. S úvahou idealizovaného tvaru svalu přišel autor [27] a jeho odvození bylo převzato v této práci pro odvození základních rovnic. Úvaha o idealizovaném těle pneumatického svalu byla užita již dříve, a to v knize [47] a stejnou úvahu užíval i jiný autor [34] pro odvození objemu u pneumatických hadicových pružin.

V prvním kroku odvozování idealizovaného objemu svalu byla vyjádřena celková klidová délka svalu L pomocí délky vlákna kordu b_{thr} a úhlu sklonu vláken θ vůči ose svalu. Následně bylo z pravoúhlého trojúhelníku, viz Obr. 9 vpravo, možné vyjádřit průměr svalu D jako funkci θ s konstantními parametry n_{thr} a b_{thr} [27], [52], viz vztahy (8) a (9),

$$L = b_{thr} \cos \theta, \quad (8)$$

$$D = \frac{b_{thr} \sin \theta}{n_{thr} \pi}, \quad (9)$$

kde

b_{thr} je délka nitě,

θ je úhel mezi osou svalu a nitěmi,

n_{thr} je počet závitů vlákna.

Poté, co byla celková délka a průměr pneumatického svalu vyjádřena jako funkce θ , bylo možné sestavit rovnici popisující objem svalu:

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 L = \frac{b_{thr}^3}{4 \pi n_{thr}^2} \sin^2 \theta \cos^2 \theta, \quad (10)$$

Ovšem uvedená rovnice (10) určuje objem svalu, který neuvažuje tloušťku stěny t_k . Po zavedení konstanty tloušťky stěny do rovnice (10) bylo možné vyjádřit vnitřní objem svalu, který je roven:

$$V = \frac{1}{4} \pi (D - 2t_k)^2 L. \quad (11)$$

Po dosazení rovnic (8) až (10) do vztahu (7) byla vyjádřena axiální síla F jako funkce relativního tlaku P' a úhlu sklonu vláken θ pro případ, kdy nebyla uvažována tloušťka stěny svalu t_k .

$$\begin{aligned} F = -P' \frac{dV}{dL} &= -P' \frac{dV}{dL} \frac{d\theta}{d\theta} = \frac{P' b_{thr}^2}{4 \pi n_{thr}^2} \frac{2 \cos^2 \theta - \sin^2 \theta}{d\theta} = \\ &= \frac{P' b_{thr}^2}{4 \pi n_{thr}^2} (3 \cos^2 \theta - 1). \end{aligned} \quad (12)$$

Axiální sílu v pneumatickém svalu bylo možné také vypočítat pro případ, kdy byla tloušťka stěny svalu uvažována a výsledná axiální síla je rovna:

$$\begin{aligned} F = -P' \frac{dV}{dL} &= \frac{\pi D_o^2 P'}{4} (3 \cos^2 \theta - 1) \\ &+ \pi P' D_o t_k (2 \sin \theta - \frac{1}{\sin \theta}) - t_k^2, \end{aligned} \quad (13)$$

kde D_o je průměr svalu pro θ rovno 90° [27],

$$D_o = b_{thr} n_{thr} \pi. \quad (14)$$

2.4.2 Rozšířený statický model

Statický model pneumatického svalu nepostihuje veškeré faktory, které ovlivňují výslednou osovou sílu ve svalu. Z toho důvodu bylo zapotřebí odvozenou osovou sílu doplnit o členy, které zachytí vliv tření mezi vlákny kordu svalu a změnu deformační práce, která je vynaložena na deformaci stěny svalu při jejím zkrácení. Rovnice osově síly ve svalu (15) umožňuje pomocí druhého a třetího členu na pravé straně popis zmíněných vlivů vstupujících do celkové osově síly s uvažováním energie deformující stěnu svalu a tření mezi vlákny, přičemž osová síla ve svalu je:

$$F = P \frac{dV}{dL} - V_b \frac{dW}{dL} - F_f, \quad (15)$$

kde

P je tlak uvnitř pneumatického svalu,

dV je změna vnitřního objemu svalu,

dL je změna délky svalu,

V_b je objem stěny pneumatického svalu,

dW je změna hustoty deformační práce,

F_f je člen popisující vliv tření mezi nitěmi kordu a pryží [30].

Rovnice (15) byla užita z dostupné literatury [30], [31] jako model pneumatického svalu, který postihuje ztráty energie ve stěně svalu. Při vyslovení předpokladu, že stěnu pneumatického svalu lze popsat jako isotropní nestlačitelný materiál, tak lze pro vyjádření hustoty deformační energie použít Mooney-Rivlinův model vyjadřující deformační energii ve tvaru:

$$W = \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} C_{ij} I_1^i I_2^j, \quad (16)$$

kde

I_1, I_2 jsou první dva invarianty pravostranného Cauchy-Green tenzoru deformace.

Nestlačitelný izotropní materiál lze popsat pouze pomocí dvou parametrů C_{10} a C_{01} přičemž $C_{00} = 0$. Konstanty materiálu C_{10} a C_{01} lze stanovit pouze pomocí měření.

V rovnici (15) ještě vystupuje třetí člen na pravé straně, který popisuje tření mezi nitěmi kordu a pryžovou maticí. Popisem tření u pneumatických svalů se zabýval autor rovnice (15) ve své práci [30], ve které uvedl parametry tření pro sval odpovídající vnitřním průměrem svalu použitému v této práci. Přičemž tření ve svaly bylo popsáno rovnicí

$$F_f = m_{fr}P + b_{fr}, \quad (17)$$

kde parametry dané rovnice jsou rovny $m_{fr} = 28[N/bar]$ a $b_{fr} = -38,2[N]$ a P je vnitřní přetlak ve svaly¹.

Přes veškerou snahu nebylo možné provést měření, kterým by byly stanoveny materiálové konstanty C_{10} a C_{01} . Bylo by možné převzít konstanty C_{10} a C_{01} z literatury [30] ($C_{10} = 118,4$ [kPa], $C_{01} = 105,7$ [kPa]) a stejně tak parametry popisující tření m_{fr} a b_{fr} znamenalo by to ovšem zanesení velké chyby do samotné práce a vyslovení několika nepravdivých předpokladů. Z uvedených důvodů nebylo možné dohloubky prozkoumat vliv materiálu na výslednou osovou sílu v pneumatickém svaly FESTO. Další výzkum pneumatických svalů se proto může zaměřit na měření těchto konstant a prozkoumat vliv těchto parametrů na výslednou osovou sílu ve svaly.

¹ Klute, G. K.: Actuators for Biorobotic Systems. University of Washington. 1999, Washington D.C, Doctoral Tesies, str. 21.

2.5 Měření objemu pneumatického svalu

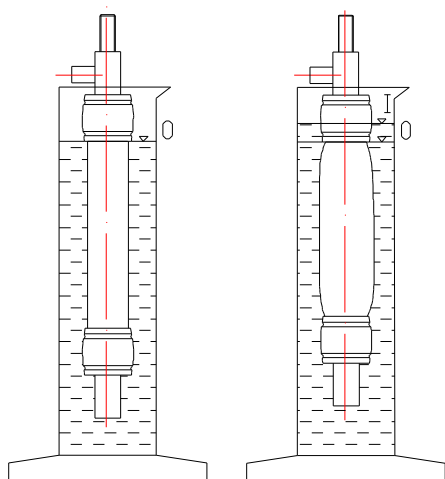
V kapitole 2.4 byl představen statický a rozšířený statický model pneumatického svalu. Oba uvedené modely užívají energetický přístup k vyjádření energie získané od stlačeného média, která se transformuje pomocí vyztužujícího kordu na výslednou osovou sílu ve svalu. Pro vyjádření tohoto příspěvku k celkové axiální síle bylo zapotřebí vyjádřit vnitřní objem pneumatického svalu. K výpočtu tohoto objemu v obou případech bylo užito idealizovaného válcovitého tvaru svalu při zanedbání zakřivení konců svalu. V následujících kapitolách je provedena analýza objemu svalu pomocí rozličných metod k určení vnitřního a vnějšího objemu, aby bylo možné ověřit platnost matematického modelu pneumatického svalu.

2.5.1 Měření objemu svalu potápěním svalu do vody

První z metod, užitých pro určení vnějšího objemu pneumatického fluidního svalu FESTO, bylo potopení svalu do kapaliny a následné měření změny objemu při měnícím se přetlaku uvnitř svalu.

Tab. 2. Data z měření objemu svalu.

Tlak [bar]	Změna objemu [dm ³]	
	MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG	DMSP-20-150N-RM-RM
0	0	0
0,5	0,0181	0,0050
1,0	0,0630	0,0130
1,5	0,1250	0,0270
2,0	0,1686	0,0370
2,5	0,2029	0,0430
3,0	0,2200	0,0465
3,5	0,2285	0,0485
4,0	0,2370	0,0505



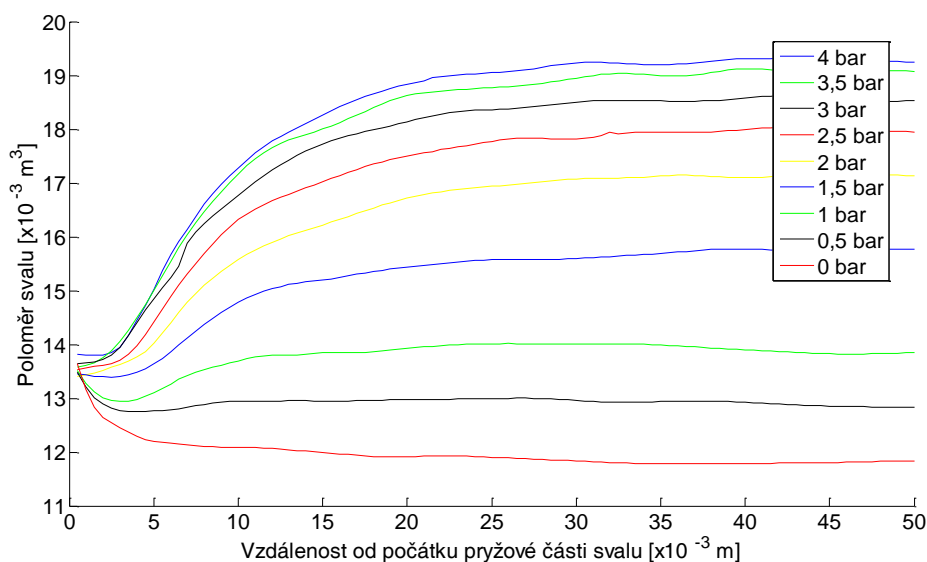
Obr. 10 Schéma měření objemu svalu potápěním do vody

Při měření pomocí potápění svalu do vody byla síla, vznikající od hydrostatického tlaku na stěnu svalu zanedbána. Výhodou metody potápění svalu do vody je snadnost přípravy experimentu a snadné a přesné odečítání hodnoty změny objemu.

Uvedená metoda určování objemu byla užita u dvou pneumatických svalů s průměrem 20 mm, avšak s odlišnou celkovou délkou. Měření u dvou svalů s takto odlišnou celkovou délkou bylo provedeno, aby bylo možné posoudit, zdali teorie idealizovaného průměru svalu lze aplikovat jak pro krátké, tak pro velmi dlouhé svaly.

2.5.2 Měření objemu svalu analýzou fotografie v programu AutoCad

Druhou z metod, užitých pro analýzu objemu pneumatického svalu, byla analýza fotografie svalu v prostředí AutoCad. Při provádění analýzy objemu pomocí této metody nebyl pneumatický sval zatížen žádnou axiální silou v podobě závaží apod. Stejně tomu bylo i v předchozí metodě u obou metod bylo sledováno pouze zkrácení svalu v závislosti na měnícím se přetlaku. Pneumatický sval, který je zatížen dosahuje jiných hodnot zkrácení při stejném přetlaku než sval nezatížený.



Graf 3. Měření objemu svalu pomocí analýzy obrazu v programu AutoCad

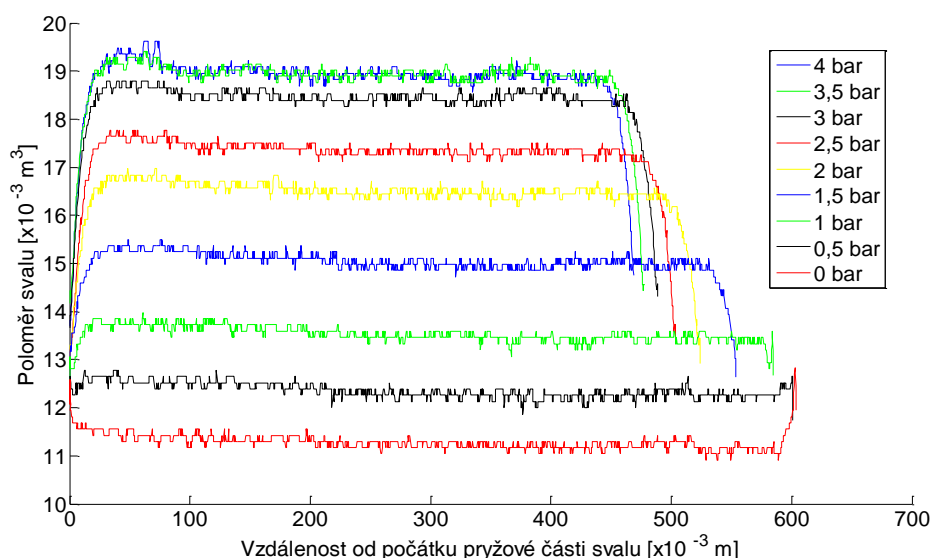
V prvním kroku určování objemu pomocí této metody bylo zapotřebí nafotit pneumatický sval pro jednotlivé hodnoty vnitřního přetlaku. Pořízené snímky byly následně vloženy do prostředí AutoCad a obrys svalu byl obtažen pomocí funkce spline, a to do vzdálenosti 50 mm

od počátku, kde probíhají největší deformace, resp. změny tvaru stěny svalu. U střední části byl vysloven předpoklad o dokonale válcovém tvaru stejně tak, jako že deformující počátek je rotační okolo osy svalu. Po zavedení zjednodušujících předpokladů bylo již pouze otázkou orotování vzniklého obrysu v 3D prostředí použitého softwaru k určení objemu svalu, a to zvlášť pro počátek svalu a střední díl. Nevýhodou uvedené metody je velká pracnost a nutnost vyslovení velkého množství zjednodušujících předpokladů. Z uvedených důvodů byla metoda užita pouze pro sval typu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG.

2.5.3 Měření objemu svalu pomocí image processing

Nevýhody předchozích metod, jsou nedostatečné informace o tvaru svalu u první metody a nadměrná pracnost u druhé metody. Tyto nevýhody vedly k užití progresivnější metody k stanovení objemu svalu, což bylo užití metody Image processing s využitím software Matlab[®].

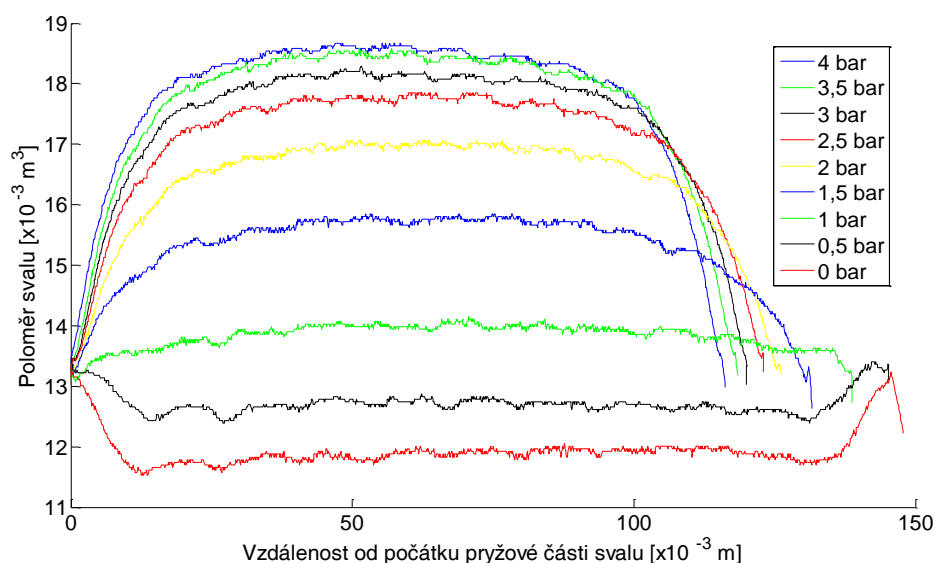
Určení tvaru a následně objemu svalu se sestávalo ze čtyř kroků. Nejprve musel být zjištěn obrys celého svalu, poté bylo zjištěno měřítko fotografie.



Graf 4. Měření objemu svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG analýzou image processing v Matlab[®]

Následně byla vytvořena vazba rozměrů svalu a pixelů fotografie a nakonec byl vypočten objem svalu. Při výpočtu objemu svalu musel být vysloven předpoklad uvažování ideálního rotačního tělesa, ovšem objem byl určován z obou obrysů svalu, čímž byla minimalizována

chyba. Dalšího snížení chyby při stanovování objemu by mohlo být dosaženo užitím dvou fotoaparátů, namísto jednoho a tím minimalizování vlivu prostorového efektu.



Graf 5. Měření objemu svalu DMSP-20-150N-RM-RM image processing analýzou v Matlab®

Výpočet objemu byl proveden tak, že pro jednotlivé vzdálenosti mezi pixely po délce svalu byly vypočteny komolé jehlany a jejich sečtením byl určen objem svalu. Přičemž objem jednoho komolého kužele byl vypočten pomocí následující rovnice:

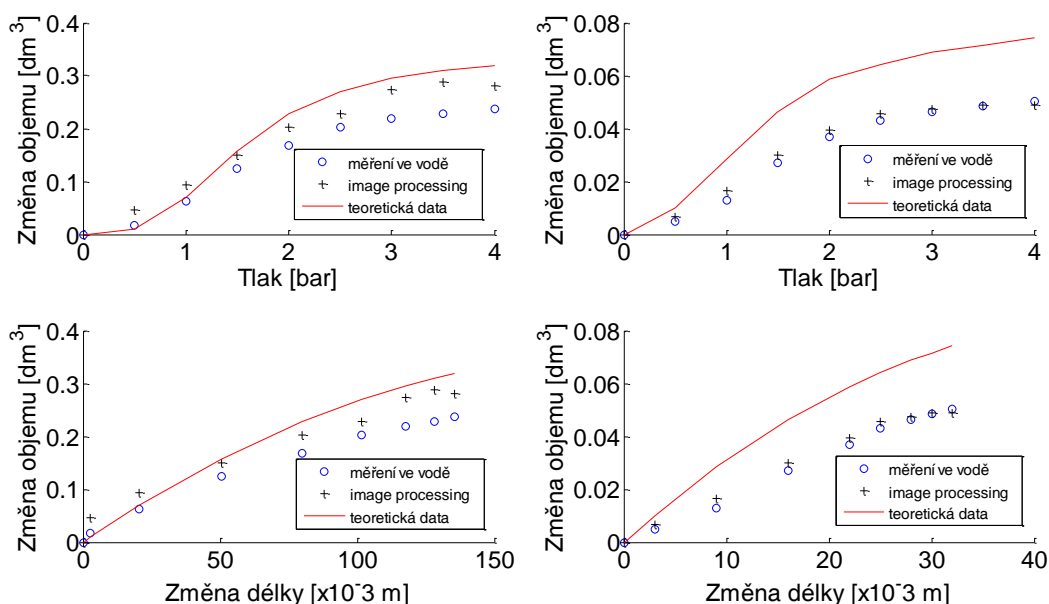
$$V_i = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot v \cdot r^2_i + r^2_{i-1} + r_{i-1} \cdot r_i \quad (18)$$

Kde v je výška jednoho komolího kužele, $r(i-1)$ a $r(i)$ je poloměr svalu na krajích komolího kuželu. V programu nebylo zapomenuto ani na vliv prostorového efektu a deformace tím způsobené byly dopočteny. Prostorový efekt se projevil tak, že vzdálenější průměr svalu je užší a bylo zapotřebí tento vliv minimalizovat což bylo zahrnuto přímo do zdrojového kódu programu v Matlab®. Tato metoda se ukázala jako velmi produktivní a poskytla jak určení vnějšího objemu svalu, tak i grafické vyjádření tvaru svalu v grafu.

Data z měření jsou znázorněna na Grafu 4 a Grafu 5. Z naměřených dat je vidět, že u kratšího svalu viz, Graf 5, nedojde k dosažení válcové části, kdežto sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG tuto „ideální“ válcovou část má.

2.5.4 Porovnání naměřených dat vnějšího objemu s teorií

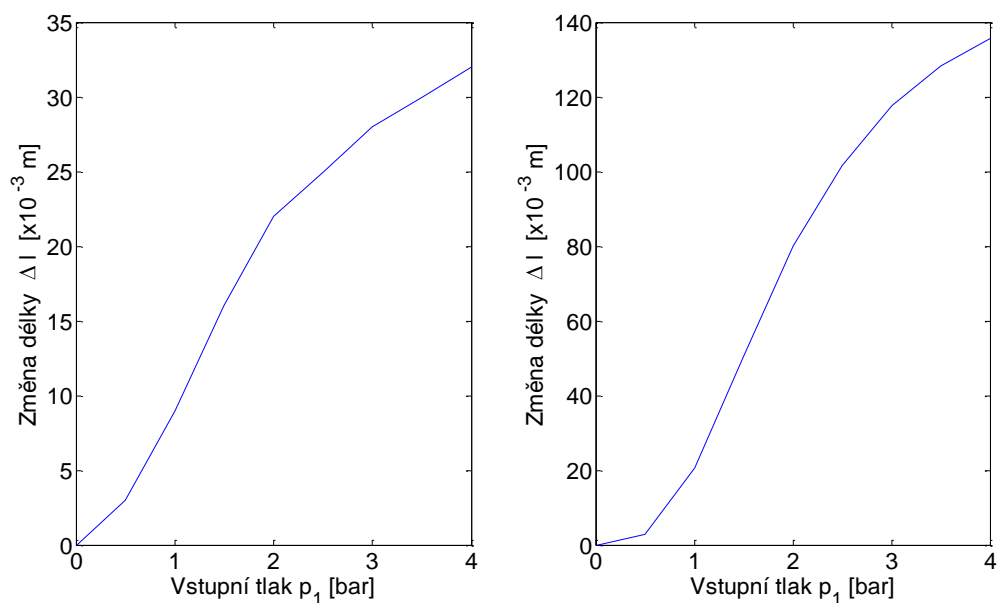
Porovnání shora uvedených metod měření objemu fluidního svalu FESTO s teoretickými vztahy pro výpočet objemu viz, kapitola 2.4.1, bylo provedeno pomocí následujících grafů, viz Graf 6. V horní části uvedeného grafu jsou vidět závislosti změny objemu svalu na tlaku, a to pro dva typy svalu, vlevo pro sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a vpravo pro fluidní sval DMSP-20-150N-RM-RM.



Graf 6. Porovnání matematického modelu objemu svalu s měřeními vlevo MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a vpravo DMSP-20-150N-RM-RM

Pro porovnání naměřených hodnot objemu byl vysloven předpoklad, že metoda potápění svalu do vody je nejpřesnější. Rozdíl mezi naměřenými daty pomocí potápění svalu do vody od teorie je až 40% pro MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a až 47% pro sval DMSP-20-150N-RM-RM. Data z měření objemu pomocí analýzy obrazu v AutoCadu nebyla začleněna do tohoto porovnání, jelikož uvedená metoda měření byla užita pouze pro typ svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a nebylo by možné provést komplexní srovnání uvedených metod. Metoda určování objemu pomocí image processing poskytla výsledky, které pro sval DMSP-20-150N-RM-RM kopírují tvar naměřených hodnot z měření objemu potápěním svalu do vody. U delšího svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG jsou výsledky víceméně neprůkazné. Pro zpřesnění výsledků by bylo vhodné měření opakovat, jelikož pomocí jednoho měření nelze vyslovit jednoznačný závěr.

Součástí analýzy naměřených dat bylo grafické vyjádření závislosti změny délky svalu na vstupním tlaku. Uvedená závislost pro dva zkoumané svaly je znázorněna na Grafu 7. Z obou grafů závislosti změny délky svalu na vstupním tlaku je patrná podobnost naměřených dat. Dále je vidět, že závislost změny ddélky svalu na vstupní svaly je nelineární.

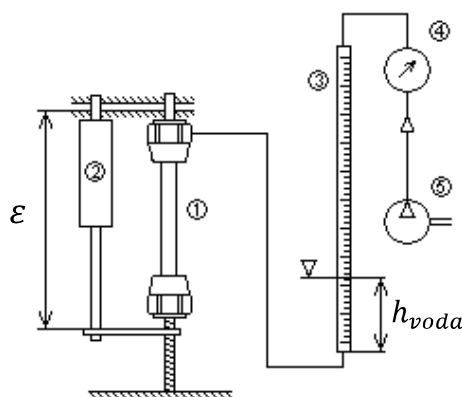


Graf 7. Závislost změny délky na vstupním tlaku vlevo MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG a vpravo DMSP-20-150N-RM-RM

2.5.5 Měření objemu svalu s uvažováním stěny svalu

Pomocí předchozích třech metod bylo možné určit pouze vnější objem svalu, kdežto teoretické výpočty osové síly ve svalu uvažují vnitřní objem svalu, v kterém dochází k termodynamickým pochodům při zaplňování vnitřního objemu svalu stlačeným plynem. Pro změření vnitřního objemu svalu bylo využito spolupráce s Finskou Univerzitou Aalto, v jejíž hydrodynamické laboratoři bylo provedeno toto měření.

Vnitřní objem svalu byl změřen na fluidním pneumatickém svalu FESTO DMSP-20-150N-RM-RM, který byl uchycen v měřicím přípravku, viz Obr. 11, který umožňoval měřit zkrácení svalu a zároveň zafixovat sval v požadované poloze. Do pneumatického obvodu byla včleněna skleněná trubice a pneumatický sval byl naplněn vodou. Na druhý konec skleněné trubice byl přiveden stlačený vzduch, který vytvořil tlak na vodní hladinu a ta následně na stěnu svalu. Takto bylo možné na noniusu skleněné trubice odečítat hodnoty vodního sloupce, kolik bylo spotřebováno vody při zvýšení vstupního tlaku. Stejná metoda měření byla použita i pro sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG. Pro přehlednost byly výsledky z druhého měření vypáleny na přiložené CD, hodnoty konstant aproximačních polynomů jsou v Příloze č. 5.



1 pneumatický sval, 2 senzor vzdálenosti, 3 skleněná trubice s ryskou, 4 tlakoměr, 5 zdroj stlačeného vzduchu

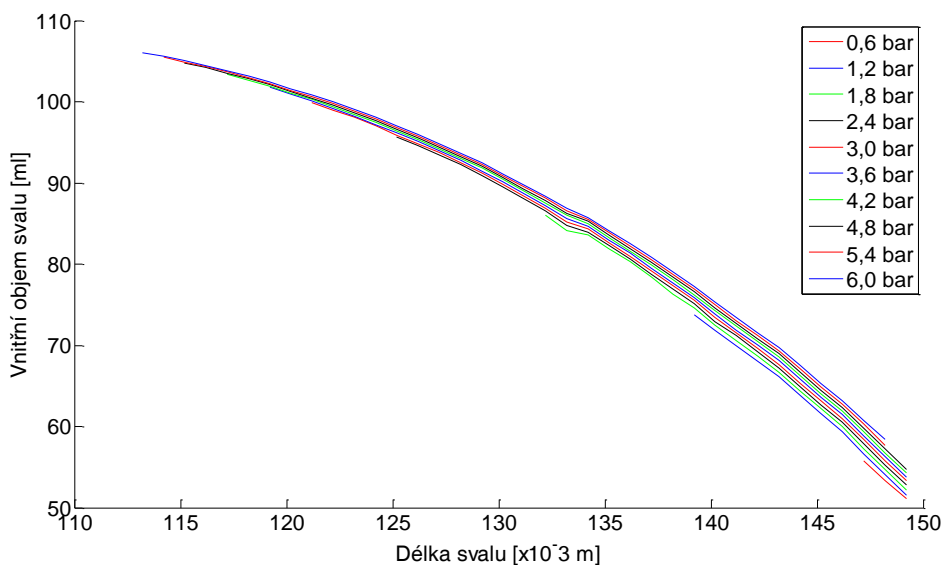
Obr. 11. Schema měření vnitřního objemu svalu

Měření vnitřního objemu svalu bylo provedeno v souladu s Grafem 1, který vyjadřuje vztah osové síly a polohy na zkrácení svalu při konstantním tlaku. Při měření byl sval natlakován na požadovaný tlak a poté byla měřena změna výšky hladiny v závislosti na zkrácení svalů.

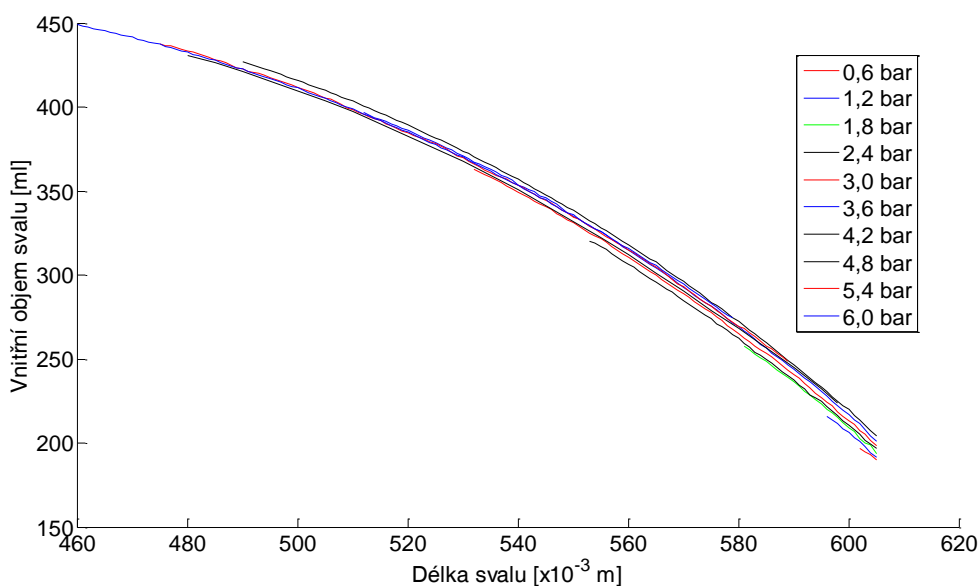
Svalu bylo umožněno zkrácení do okamžiku vymizení osově síly, které bylo sledováno vůlí v závitu. Vymizením osově síly bylo možné říci, že se sval již více zkracovat nebude.

Data z měření na svalu FESTO DMSP-20-150N-RM-RM jsou v Příloze č. 4, jejich vizualizace byla provedena pomocí 2D a 3D grafů, jak je vidět na Grafu 8 a Grafu 10.

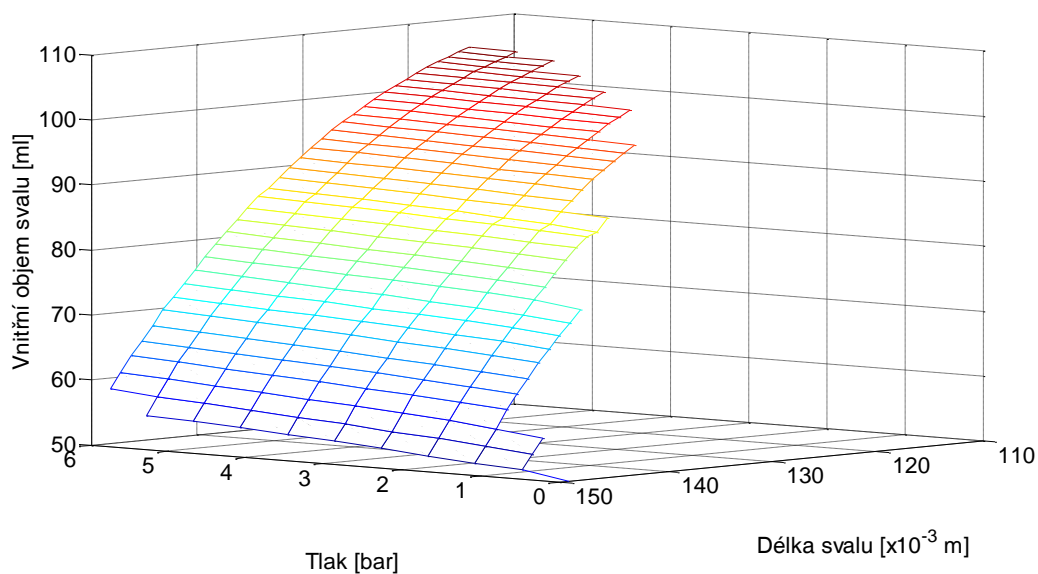
V Grafu 9 jsou znázorněny výsledky měření na svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG.



Graf 8. Závislost změny vnitřního objemu svalu na zkrácení pro daný vnitřní přetlak, sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM



Graf 9. Závislost změny vnitřního objemu svalu na zkrácení pro daný vnitřní přetlak, sval FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG



Graf 10. Závislost změny vnitřního objemu pneumatického fluidního na vnitřním tlaku a zkrácení svalu FESTO DMSP-20-150N-RM-RM

Z Grafu 8 a Grafu 9 je vidět, že všechny závislosti změny vnitřního objemu svalu na zkrácení pro konkrétní tlak mají stejný tvar, čehož bylo využito při tvorbě matematického popisu naměřených dat. Prvním krokem tvorby popisu naměřených křivek bylo nalezení vhodné funkce, která by daná data vhodně proložila.

Velice dobré výsledky aproximace naměřených dat poskytl polynom druhého řádu, pro každou naměřenou křivku byl vytvořen jeden polynom, viz rovnice (19) až (20):

$$y_1 \ x = p_{11}x^2 + p_{12}x + p_{13}, \quad (19)$$

$$\vdots$$

$$y_n \ x = p_{n1}x^2 + p_{n2}x + p_{n3}, \quad (20)$$

kde

n je pořadové číslo aproximačního polynomu, kde $n \in 1,8$,

$p_{n1,2,3}$ jsou konstanty aproximačního polynomu.

Z každého aproximačního polynomu byly určeny tři konstanty p_{n1} až p_{n3} viz, Tab. 3, přičemž se ukázalo, že data naměřená pro tlaky 0 a 1,2 baru jsou nevhodná z důvodu nedostatku naměřených bodů, a proto byly tyto aproximační polynomy vyjmuty ze sledovaného souboru dat.

Tab. 3. Hodnoty konstant aproximačních polynomů (19) až (20)

n	p_{n1}	p_{n2}	p_{n3}
1	-0,036752	8,3511	-375,64
2	-0,030951	6,7188	-260,47
3	-0,029913	6,4420	-241,68
4	-0,029261	6,2734	-230,49
5	-0,028730	6,1386	-221,68
6	-0,028201	6,0054	-213,07
7	-0,027504	5,8329	-202,21
8	-0,026990	5,7078	-194,41

Pomocí aproximace naměřených dat polynomů bylo možné stanovit hodnotu objemu pro jakoukoliv hodnotu zkrácení, avšak při změně hodnoty plicního tlaku mezi dvěma intervaly, pro které bylo provedeno měření, nebylo možné určit vnitřní objem svalu. Aby bylo možné tyto hodnoty objemu určit, bylo zapotřebí provést interpolaci naměřených dat. Pro dopočet objemů mezi intervaly tlaku byl použit zjednodušující předpoklad, že objemy v závislosti na zkrácení mají charakter polynomu 2. řádu. Potom obecná rovnice vnitřního objemu svalu má tvar:

$$V_x = a_1 x^2 + b_1 x + c_1, \quad (21)$$

kde

a_1, b_1, c_1 jsou konstanty aproximačního polynomu.

Aby bylo možné provést vyjádření objemu pomocí obecného polynomu bylo zapotřebí stanovit hodnoty aproximačních konstant jako funkce tlaku. Proto byly hodnoty konstant p_{11} až p_{81} proloženy aproximačním polynomem. Stejný postup byl volen u konstant p_{12} až p_{82} a p_{13} až p_{83} . Tímto způsobem vznikly obecné konstanty aproximačních polynomů (19) až (20) vyjádřené v závislosti na vnitřním přetlaku:

$$a_1 p = k_1 p^6 + k_2 p^5 + k_3 p^4 + k_4 p^3 + k_5 p^2 + k_6 p + k_7, \quad (22)$$

$$b_1 p = f_1 p^5 + f_2 p^4 + f_3 p^3 + f_4 p^2 + f_5 p + f_6, \quad (23)$$

$$c_1 p = g_1 p^5 + g_2 p^4 + g_3 p^3 + g_4 p^2 + g_5 p + g_6. \quad (24)$$

Po dosazení vztahů (22) až (24) do (21) vznikla rovnice vyjadřující vnitřní objem svalu jako funkce vnitřního tlaku a zkrácení:

$$V_{x,p} = a_1 p x^2 + b_1 p x + c_1 p . \quad (25)$$

Hodnoty konstant aproximačních konstant polynomů (22) až (24) jsou uvedeny v Tab. 4.

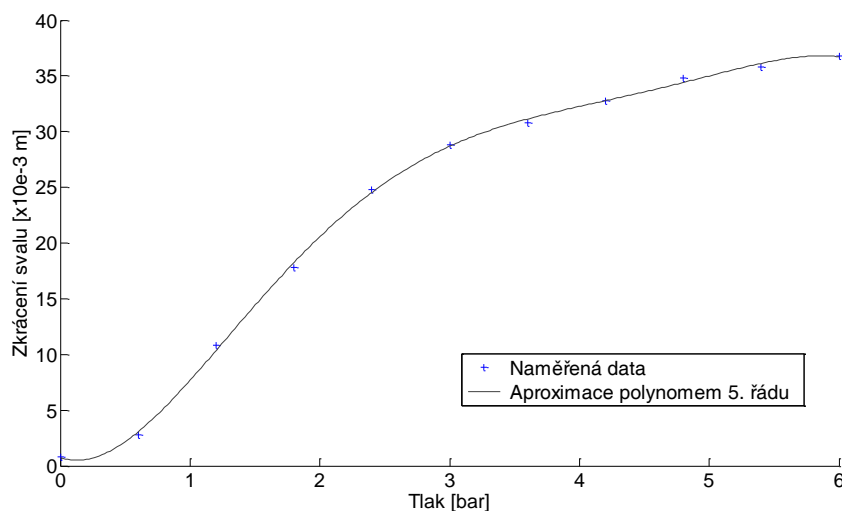
Tab. 4. Hodnoty konstant aproximačních polynomů vyjadřujících polynomy (22) až (24) jako funkce přetlaku uvnitř pneumatického svalu

n	k_n	f_n	g_n
1	52,778e-10	-2,119e-03	0,1622
2	67,097e-07	7,777e-02	-5,9073
3	-25,257e-05	-1,119	84,378
4	36,874e-04	7,893	-590,12
5	-26,287e-03	-27,357	2027,9
6	9,209e-02	43,814	-2986,5
7	-0,15711		

Hodnoty objemu, které byly vypočteny pomocí vztahu (25), byly porovnány s tabulkou, viz Příloha č. 4 a rozdíl mezi teorií a naměřenými objemy se pohybuje do 5 % objemu, což pro matematický model pneumatického svalu přináší velice uspokojivé výsledky.

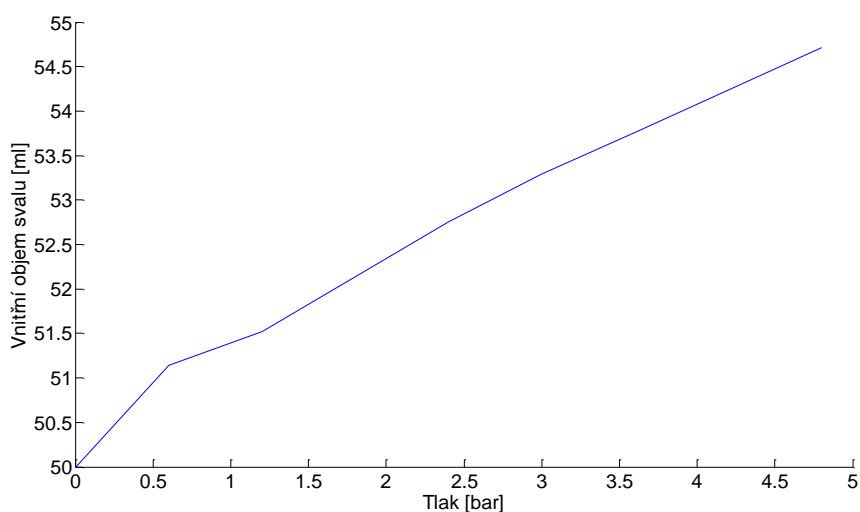
Při dalším prozkoumání naměřených dat, viz Příloha č. 4, a grafu vztahu síly a polohy fluidních svalů, viz Graf 1, bylo zapotřebí omezit platnost vzniklé plochy určující objem svalu. Pro tento účel byl vykreslen graf závislosti zkrácení svalu na tlaku uvnitř svalu, viz Graf 11.

Pro snadné vyjádření tohoto omezení byla provedena aproximace dat polynomelem 5. řádu, která je vidět v Grafu 11. Hodnoty konstant aproximačního polynomu jsou uvedeny v Příloze č. 5.



Graf 11. Závislost zkrácení svalu na tlaku uvnitř svalu

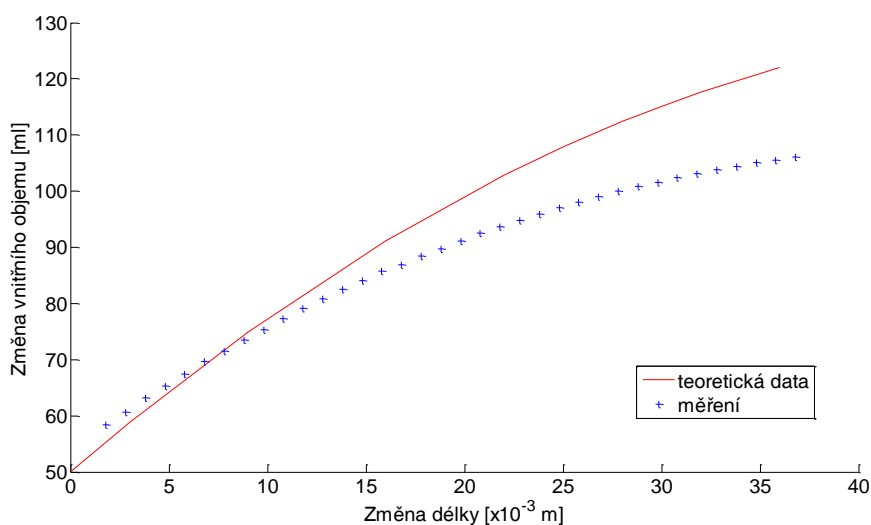
Další zjištění, které vyplynulo z měření vnitřního objemu svalu, bylo, že objem svalu na počátku měření, kdy je sval zafixován ve výchozí délce, tj. 150 mm a dochází k jeho plnění, má rozdílný objem pro zvyšující se tlaky. Tato skutečnost byla zachycena do grafu, viz Graf 12. Toto zjištění má vliv na navazující práci spolupracovníků z Univerzity Aalto, která využívá výsledků dosažených při tomto měření, když aplikují fluidní sval FESTO pro tlumení dynamických soustav.



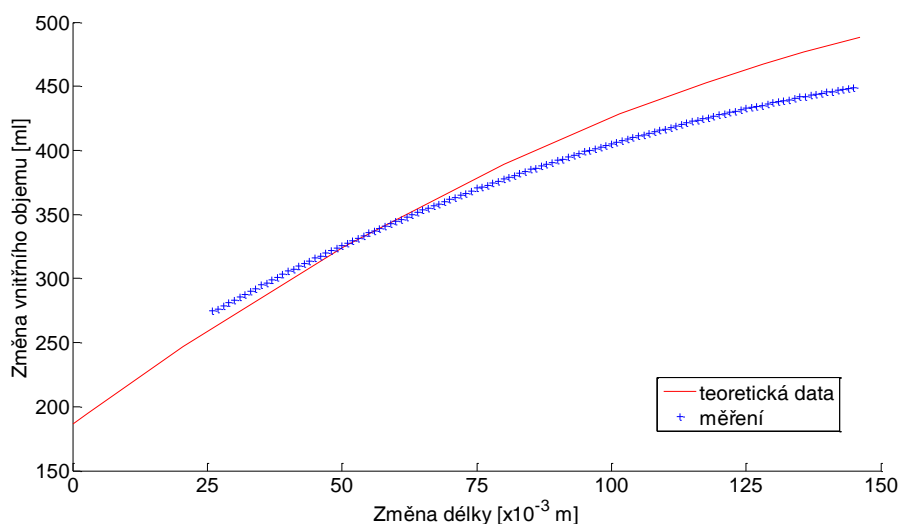
Graf 12. Závislost vnitřního objemu svalu na tlaku při nominální délce 150 mm

2.5.6 Porovnání naměřených dat vnitřního objemu s teorií

V kapitole 2.5.4 byly srovnány výsledky z měření vnějšího objemu pneumatického svalu s teorií. V této kapitole je provedeno srovnání měření vnitřního objemu svalu s teorií. V Grafu 13 je vidět srovnání naměřených výsledků u svalu DMSP-20-150N-RM-RM. Pakliže bude vysloven předpoklad, že měření je přesnější než teoretický model, tak lze říci, že pro malé změny délky je rozdíl mezi naměřenými hodnotami a teorií okolo 10%. Pro maximální zdvih svalu je již rozdíl okolo 15%.



Graf 13. Závislost změny vnitřního objemu na změně délky, sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM



Graf 14. Závislost změny vnitřního objemu na změně délky, sval FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG

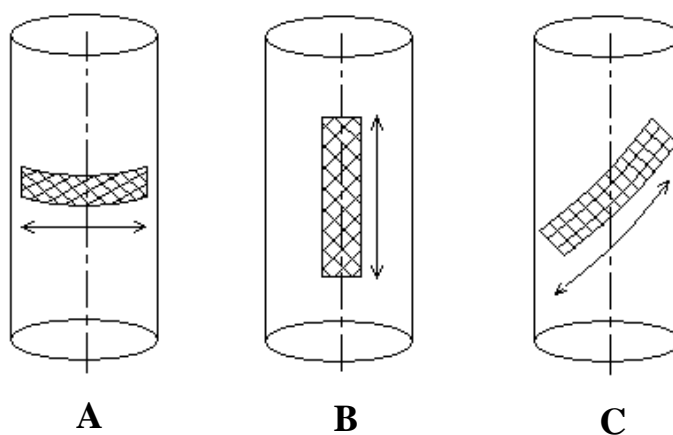
Měření vnitřního objemu svalu s objema zafixovanými konci při konstantním tlaku umožnilo nastínit, jak se mění vnitřní objem svalu při změně délky. Toto měření muselo být provedeno v souladu s dokumentací svalu, aby nedošlo k přetížení svalu při vysokých tlacích a při nulových hodnotách zkrácení. S tímto fyzikálním omezením vůbec nepočítá teorie výpočtu objemu pneumatického svalu, která je tak často užívána [27]. U Grafu 13 toto fyzikální omezení není tak patrné jako u Grafu 14. V Grafu 14 je vidět srovnání výsledků měření vnitřního objemu svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG s teorií. Procentuální rozdíly naměřených hodnot objemu s teorií nejsou již tak markantní jako u svalu DMSP-20-150N-RM-RM. Pro minimální zdvih je rozdíl mezi naměřeným objemem a teorií rozdíl okolo 5% a pro maximální zdvih je tento rozdíl okolo 8,5%. Rozdíly mezi naměřenými daty vnitřního objemu s teorií nejsou tak markantní jako u vnějšího objemu, ale pro krátké svaly nejsou tyto hodnoty zanedbatelné.

2.6 Analýza materiálu stěny svalu

V kapitole 2.4.2 byl popsán rozšířený statický model vyjadřující osovou sílu v pneumatickém svalu (15). V uvedeném matematickém modelu vystupuje druhý a třetí člen vyjadřující změnu deformační práce, která je vynaložena na deformaci stěny svalu při jejím zkrácení a vliv tření mezi vlákny kordu svalu. Pro maximální ověření platnosti uvedených vztahů byla provedena měření mechanických vlastností materiálu stěny svalu. Měření navržená pro analýzu kompozitního materiálu byla provedena na základě důsledného prostudování literárních zdrojů [6], [25], [39], [56] zabývajících se analýzou kompozitů a tím bylo možné rozšířit vědomosti o materiálu, z kterého je pneumatický fluidní sval FESTO vyroben.

2.6.1 Příprava vzorků pro zkoušky pryže

Prvním krokem analýzy kompozitního materiálu stěny svalu byla výroba vzorků ze stěny svalu. Pro výrobu vzorků bylo použito dosavadních výsledků z měření úhlu sklonu θ a mezinárodní normy ČSN ISO 37, která výrobu a rozměry pryžových vzorků předepisuje.



Obr. 12. Orientace vzorků z pryže vzhledem ke kordu pneumatického fluidního svalu

Vzorky z pryže byly vyrobeny v třech provedeních popisujících hlavní směry orientace pryžového kordu, viz Obr. 12. Dalším velmi důležitým bodem přípravy měření bylo přilepení kousků velmi poddajné pryže na konce vzorků. Tyto malé kousky pryže napomohly ke zvýšení upínací síly potřebné při měření a zabránily tím nechtěnému vyklouznutí vzorku

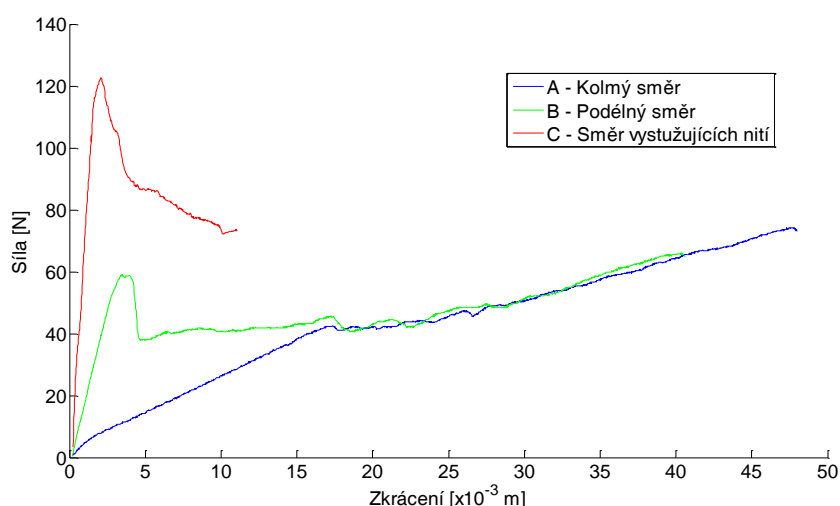
pryže z upínací čelisti měřicího stroje. Vystřižený vzorek s nalepenými kousky pryže na koncích je vidět na Obr. 13. Jako materiál zvyšující tření mezi čelistí měřicího stroje a měřeným vzorkem byl použit materiál škrtidla z autolékárničky.



Obr. 13. Tvar vzorku pryže vyrobený dle normy ČSN ISO 37, typ vzorku 3

2.6.2 Určení mechanických vlastností tahovou zkouškou

Tahová zkouška byla provedena k zjištění základních mechanických vlastností pryže a tím nalezení optimálních podmínek pro dynamické zatěžování. Tahová zkouška byla provedena na všech třech typech připravených vzorků pryže. Pro provedení tahové zkoušky byl použit měřicí stroj TIRA test 2810 a výsledky měření jsou znázorněny v Grafu 15. Z Grafu 15 je vidět, že u každého vzorku pryže dochází k makroskopickému ději. Poté, co je dosažena mez kluzu, dojde k výraznému poklesu osově síly a makroskopický proces se začne projevovat. Při opakovaném měření byla tomuto ději věnována pozornost a bylo zjištěno, že dochází k oddělování vyztužujících vláken od pryžové matrice svalu.



Graf 15. Tahová zkouška pro vzorky pryže s rozdílnou orientací vyztužujících vláken

2.6.3 Dynamické zatěžování vzorků pryže svalu

Při komplexní analýze mechanických vlastností pryže bylo provedeno dynamické zatěžování zkušebních vzorků pryže. Dynamickým zatěžováním vzorků pryže lze stanovit kolik energie je ztraceno při zatěžování. Při provedení zkoušky pro hlavní směry vystužujících vláken lze následně porovnávat vliv jednotlivých hlavních směrů vystužujících vláken na disipaci energie. Pro dynamické zatěžování bylo zapotřebí stanovit podmínky zatěžování, které vyšly z tahové zkoušky, jak bylo řečeno již dříve. Pro vzorky typu **A** – kolmého směru, **B** – podélného směru a **C** – ze směru vyztužujících vláken byly navrženy rozdílné podmínky zatěžování sinusovým signálem a celé měření bylo silově řízeno.

A – kolmý směr 20 ± 10 [N]

B – podélný směr 30 ± 10 [N]

C – směr vyztužujících nití 70 ± 10 [N]

Všechny vzorky pryže byly vystaveny rozdílným frekvencím zatěžování $f \in \{0,5; 1; 2; 3; 4; 5\}$ [Hz], aby bylo možné vyjádřit energii, která byla umořena v průběhu cyklického zatížení. Součástí dynamické zkoušky bylo tzv. přetrénování zkušební vzorku



příslušnou silou a amplitudou při frekvenci $f = 0,5$ [Hz] po dobu jedné minuty. Toto roztrénování zkušební vzorku sloužilo k odstranění vlivu Mullinsova efektu². V měřicím stroji INSTRON E3000 viz Obr. 14 byl jeden konec zkoumaného vzorku pryže upnut do pevné čelisti (dole) a druhý konec byl upnut do pohyblivé čelisti. Stroj následně zatěžoval vzorek pryže sinusovým signálem dle předepsaného předpisu pro vzorek **A**, **B** a **C**. Získaná data byla dále analyzována v prostředí MATLAB[®] aby bylo možné stanovit disipovanou energii.

Obr. 14. Instron E3000 – Ilustrační fotografie

² Mullinsův efekt je charakterizován klesající tuhostí materiálu v průběhu zatěžování [online], [cit. 15. 8. 2012] https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent13/help/ans_thry/thy_mullinseffect.html

2.6.4. Metodika vyhodnocování naměřených dat

Pro analýzu naměřených dat z dynamického zatěžování vzorků byly použity články [11] a [12], v kterých je uvedena rovnice (26), kterou byla v uvedených člancích vypočtena disipovaná energie W_d způsobená tlumící silou F_d jako křivkový integrál:

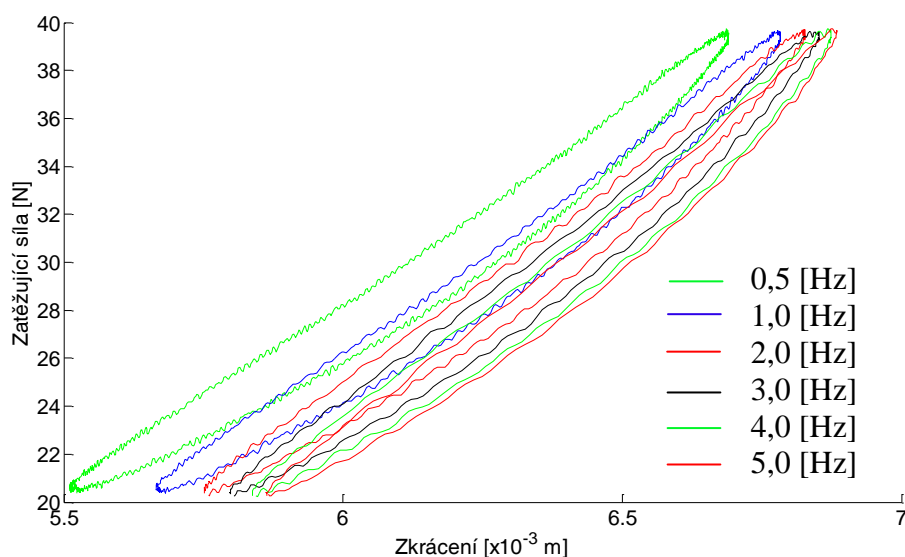
$$W_d = \int F_d dx. \quad (26)$$

V této práci byla disipovaná energie určena výpočtem z plochy hysterezní smyčky naměřených dat pomocí rovnice (27). Naměřená hysterezní křivka je mnohoúhelníkem s vrcholy $A_1 = x_1, y_1, A_2 = x_2, y_2, \dots, A_n = x_n, y_n$. Obsah tohoto mnohoúhelníka je disipovaná energie W_d , který lze vypočítat jako:³

$$W_d = \frac{1}{2} \frac{x_1, x_2}{y_1, y_2} + \frac{x_2, x_3}{y_2, y_3} + \dots + \frac{x_n, x_1}{y_n, y_n}. \quad (27)$$

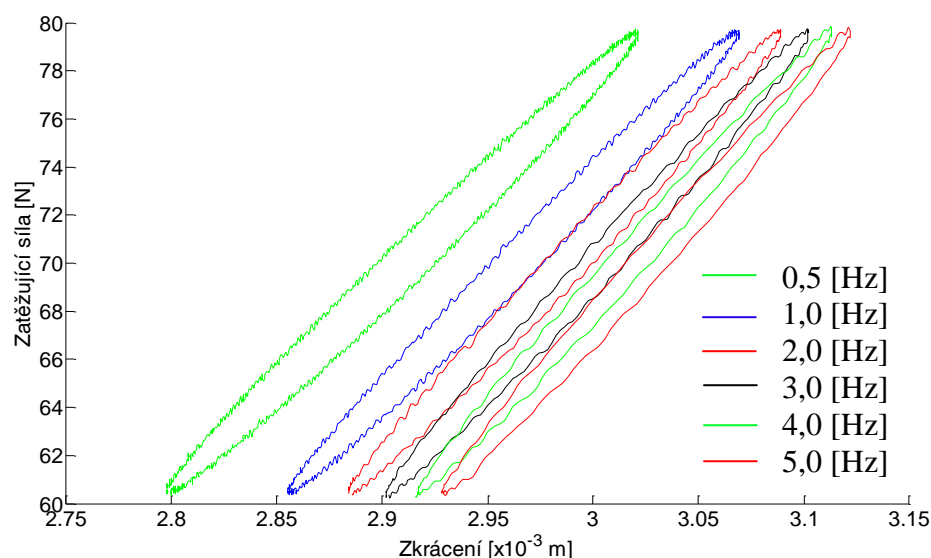
2.6.5 Analýza naměřených dat z dynamické zkoušky pryže

Při dynamické zkoušce vzorku A, vyrobeného z pryže stěny fluidního svalu, došlo ke kompletnímu zničení vzorku pryže, a to díky oddělení vyztužujících vláken od pryžové matrice svalu. Ke stejnému ději došlo i při opakování experimentu na jiných vzorcích ze skupiny A. Po nevydařených pokusech provést měření byl vyroben speciální vzorek pryže o šířce 10 mm.



Graf 16. Závislost zatěžující síly na prodloužení pro různé frekvence – naměřená data pro vzorek typu B.

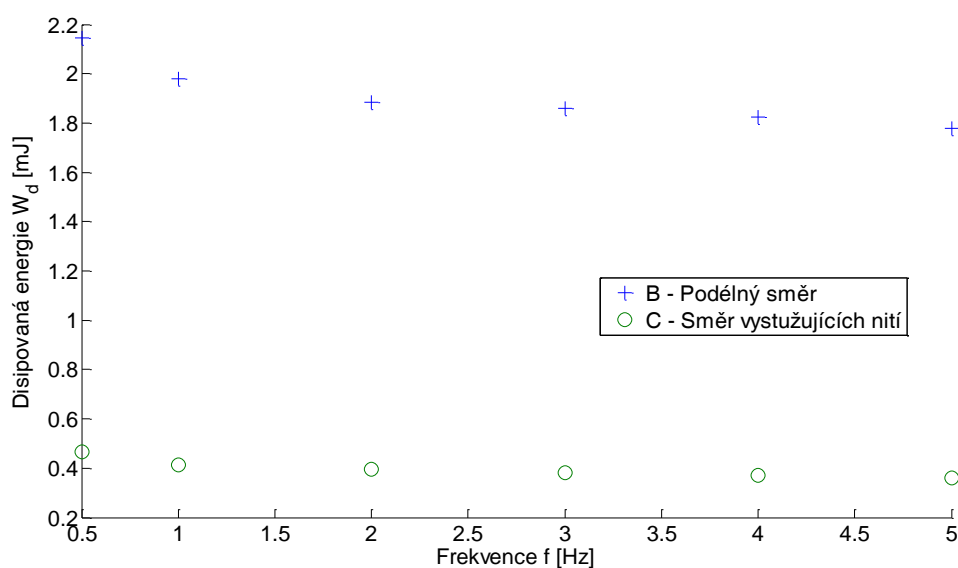
³ Rektorys, K.: Přehled užité matematiky I. Karel Rektorys a spolupracovníci. 1995, Praha, Czech Republic, str. 165, ISBN 80-85849-92-5.



Graf 17. Závislost zatěžující síly na prodloužení pro různé frekvence – naměřená data pro vzorek typu C.

Naměřená data na novém typu vzorku (vzorek pryže o šířce 10 mm) nemohla být použita pro srovnání s ostatními skupinami, jelikož materiál stěny svalu je nelineární a zatěžování vzorků bylo silově řízeno (nelze přepočítat deformace vzorků). Zatímco měření na vzorcích typu **B** a **C** umožnilo vytvořit náhled velikosti energie, která je umořena ve stěně svalu při dynamickém zatěžování.

Dalším krokem analýzy naměřených dat z dynamické zkoušky pryže bylo porovnat velikost disipované energie ve vzorcích **B** a **C** pro různé frekvence zatěžování. Disipovaná energie byla vypočtena ze vztahu (27) a výsledky této energie pro rozdílné frekvence zatěžování jsou uvedeny v Grafu 18.



Graf 18. Závislost disipované energie způsobené tlumící silou na frekvenci

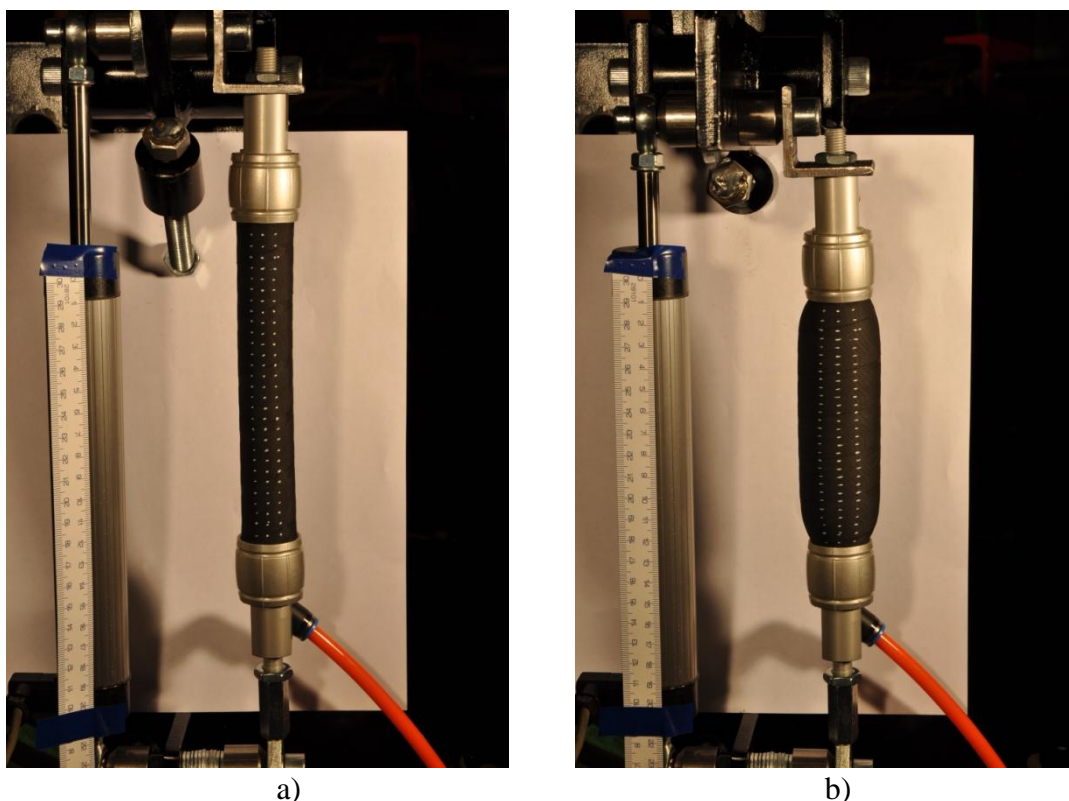
Díky provedeným měřením mechanických vlastností na vzorcích pryže ve třech odlišných směrech orientace vyztužujících vláken pneumatického fluidního svalu FESTO lze porovnat mechanické vlastnosti pryže v daných směrech. Ovšem nelze provést důkladné srovnání se vzorky pryže vyrobených v kolmém směru kvůli zničení vzorku v průběhu zatěžování. Avšak i tato zkušenost byla přínosem a přispěla k objasnění, k jakému ději dochází při překročení maximálního zatížení svalu. Tato zkušenost také přispěla k připomenutí si omezené životnosti svalu, díky oddělování vyztužujících vláken od pryžové matrice.

Z Grafu 18, kde jsou vyjádřeny hodnoty disipované energie, je vidět, že ve vzorku pryže typu B je umožněno mnohonásobně větší množství energie, než u vzorku typu C, který byl vyroben ve směru vyztužujících nití.

2.7 Deformace svalu v podélném směru při zatěžování

Při provádění analýzy vlastností pneumatických svalů a sestrojování matematických rovnic, pomocí kterých je vyjádřen objem svalu, bylo několikrát zmíněno, že je uvažován idealizovaný válcový tvar svalu. Při úvaze idealizovaného válcového tvaru svalu jsou deformace v podélném směru svalu konstantní a v tom případě nedochází ke změně úhlu sklonu vyztužujících vláken. Na základě deformací svalu, ke kterým dochází při zaplňování vnitřního prostoru svalu, byla provedena analýza deformací svalu v podélném směru. Při této analýze bylo využito zkušeností s Image processing nabytých při analýze objemu pneumatického svalu.

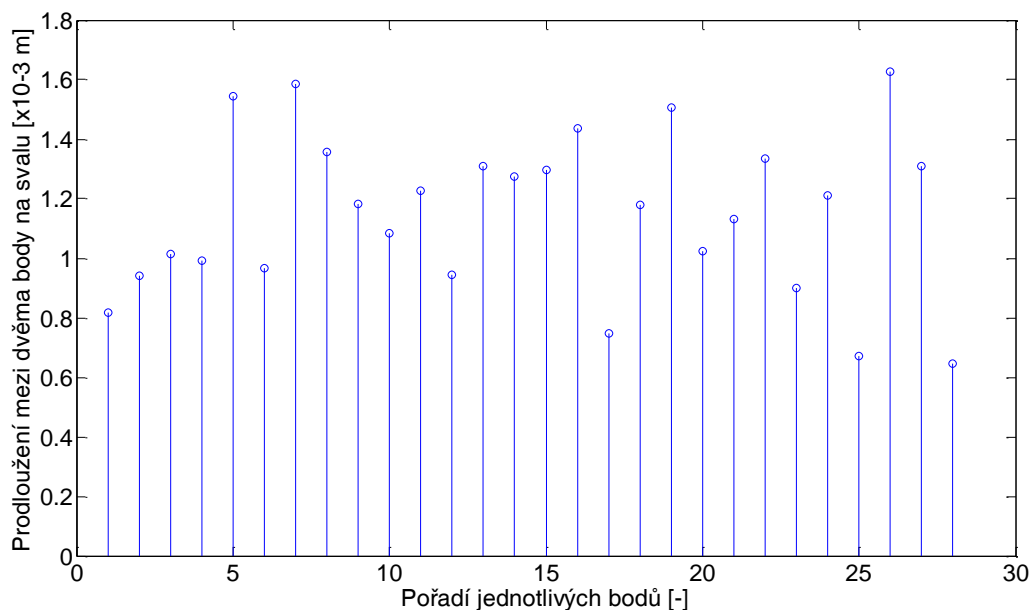
Měření deformací v podélném směru svalu proběhlo na svalu typu DMSP-20-150N-RM-RM, který byl upevněn v měřicím standu, jako tomu bylo při měření vnitřního objemu svalu. I v tomto případě byl využit pro měření graf vztahu síly a polohy pro fluidní svaly z Grafu 1.



Obr. 15. Fotografie z měření objemu svalu se zafixovanými konci a) začátek měření b) vnitřní tlak ve svalu 5 [bar]

Pneumatický sval byl opět zafixován v poloze své nominální délky, což je 150 mm a následně byl naplněn stlačeným vzduchem a tím v něm vznikla axiální síla. Následně byl takto předepjatý sval pomocí šroubu na jednom konci postupně uvolňován a byly pořizovány jeho fotografie jedním fotoaparátem. Před takto připraveným měřením byly na pneumatickém fluidním svalu vyrobeny tečky ve vzdálenosti 5 mm ve třech řadách a z rozdílů vzdáleností bylo možno stanovit, k jak velkým deformacím ve svalu dochází.

Analýza obrazu deformovaného svalu proběhla v prostředí programu Matlab[®], v kterém byl pro danou úlohu vytvořen speciální program (*m-file*). V tomto programu pro provádění analýzy deformací byly nejprve vybrány hranice daných teček na svalu a poté proběhlo převedení obrazu na dvojbarevný a ze vzájemných středů bodů bylo možné stanovit deformace mezi jednotlivými body, viz Graf 19. Deformace v Grafu 19 odpovídají změně vnitřního přetlaku z 0 na 5 bar a celkové délce svalu 150 mm. V programu bylo zapotřebí vyřešit problematiku s prostorovou projekcí. Pro analýzu deformací byly vybrány pouze body z prostřední řady, aby řešená úloha byla zjednodušena a nemuselo by být počítáno s dalšími deformacemi svalu.



Graf 19. Závislost prodloužení mezi dvěma body na svalu na pořadí jednotlivých bodů

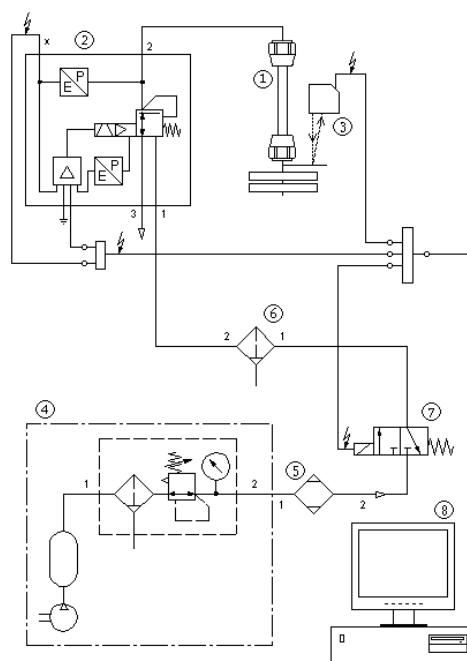
Z uvedeného Grafu 19 je vidět, že deformace na svalu nemají jednoznačný extrém na počátku či na konci v blízkosti kovových koncovek. Také se ukázalo, že danou metodou nemohlo být jednoznačně potvrzeno, že k největším deformacím dochází v předpokládaných oblastech. K tomuto závěru přispěla celková délka svalu 150 mm. Již při analýze objemu pomocí image processing v prostředí programu MATLAB[®] v kapitole 2.5.3 se ukázalo, že daný typ svalu nemá ve střední části svalu výraznou válcovou část při zvyšujícím se vnitřním přetlaku uvnitř svalu, jako tomu bylo u svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG. Z výsledků daného měření vyplynulo, že sval DMSP-20-150N-RM-RM má v blízkosti vstupu stlačeného vzduchu vykazuje menší deformace mezi stanovenými body než na druhém konci což je vidět v Grafu 19. Ověření dosažených výsledků by bylo možné při použití zařízení ARAMIS od firmy Gon mbH, kterým lze provést optickou analýzu deformací. Pomocí uvedeného zařízení by šlo velmi snadno určit i Mooney-Rivlinovy konstanty⁴ pro materiálový model pneumatického fluidního svalu FESTO. Analýza deformací pneumatického svalu a určení Mooney-Rivlinových konstant nebyla možná i přes několik pokusů zajištění měření.

⁴ Mooney-Rivlinovy konstanty vystupují v Mooney-Rivlinově materiálovém modelu pro hyperplastický materiál [online], [15. 8. 2012] <http://download.autodesk.com/us/algos/userguides/mergedProjects/setting_up_the_analysis/nonlinear/materials/Mooney-Rivlin_Material_Properties.htm>

2.8 Hystereze při zatěžování

V kapitolách 2.5 až 2.7 byly provedeny experimenty k provedení důkladné analýzy objemu svalu, mechanických vlastností materiálu stěny svalu a jeho deformace v podélném směru při zatěžování, jakožto složek vstupujících do matematického modelu popisujícího osovou sílu ve svalu. Dalším krokem v analýze pneumatických svalů bylo provedení experimentů na konkrétním typu svalu se zátěží. Pro tento experiment bylo zapotřebí vyrobit měřicí stand, na kterém by bylo možné provést uvedené měření.

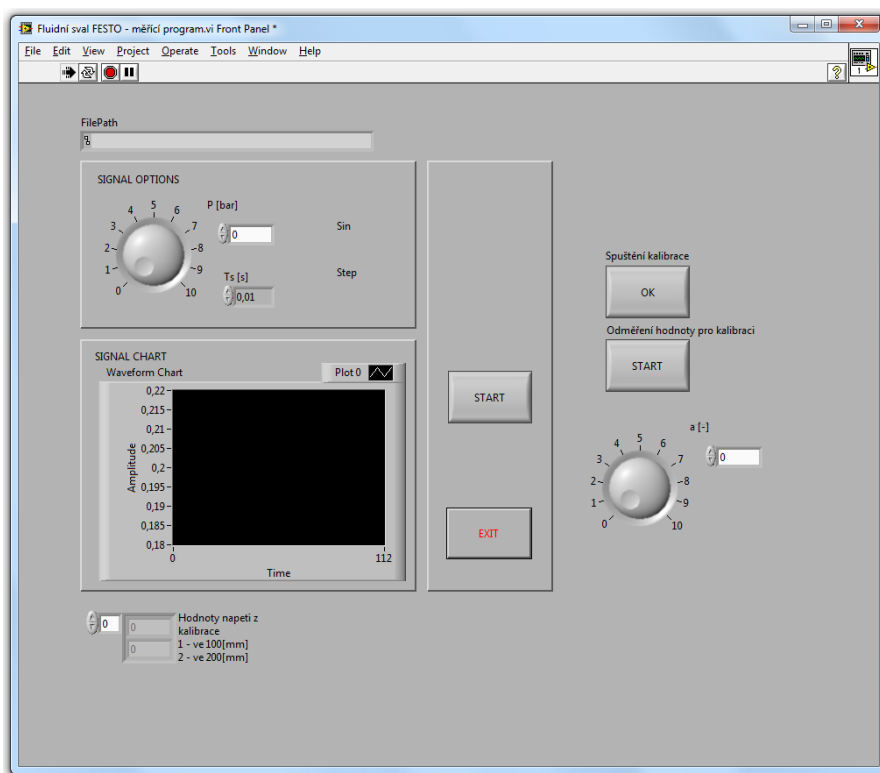
Při volbě konstrukčního řešení standu bylo využito znalostí z provedené rešerše dostupné literatury. V odborných člancích typu [22], [35], [48] se můžeme setkat s antalogickým (paralelním) řešením zkušebního standu. Při antalogickém řešení dochází k zatěžování svalu jiným paralelně uloženým svalem, na který je síla nejčastěji přenášena pomocí řetězu a ozubeného kola. Od tohoto způsobu řešení bylo v této práci upuštěno, jelikož pneumatický fluidní sval FESTO má stěnu z pryže a je plněn stlačeným plynem, což samo o sobě vnáší nelinearity do řešené úlohy.



Obr. 16. Fotografie a schéma zapojení úlohy pro zkoumání vlastností pneumatických svalů v laboratoři aplikované kybernetiky

Aby vliv těchto nelinearit od tření v řetězovém mechanismu a od nelineárního zdroje zatěžující síly byl minimalizován, byl pneumatický sval vertikálně zavěšen a zatěžován konstantní zátěží v podobě zavěšených činek.

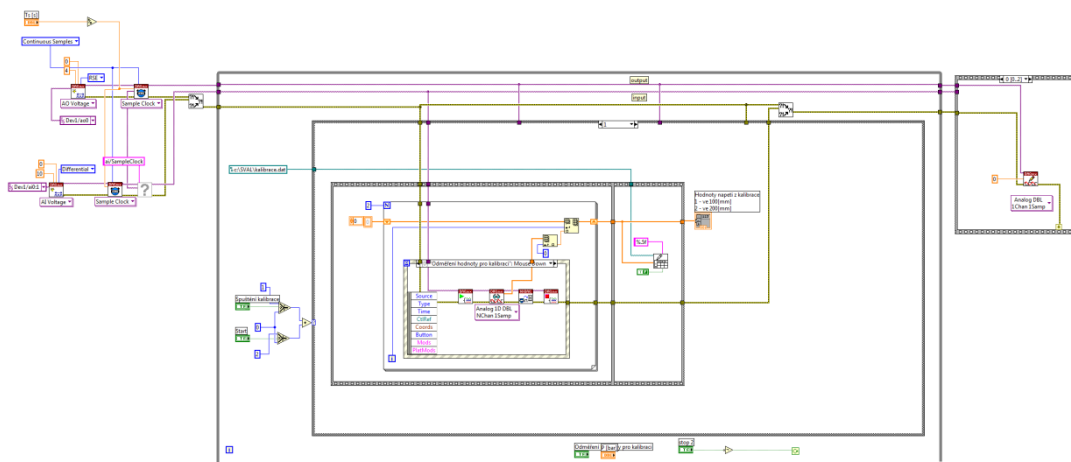
Na Obr. 16 je vidět fotografie a schéma zapojení úlohy pro zkoumání vlastností pneumatických svalů s vertikálním zavěšením pneumatického svalu. V úloze byl užit pneumatický sval FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG, který byl připojen na zdroj stlačeného vzduchu pomocí proporcionálního redukčního ventilu FESTO VPPM-6L-L-1-618-0L10H-A4P-S1C1. Před proporcionální pneumatický ventil byl v úloze vřazen mikrofiltr FESTO LFR 1/4-5M-MIN a spínací ventil FESTO HEE 1/4-MINI-24. Takto připravená úloha byla připojena na centrální rozvod stlačeného vzduchu, který je napájen kompresorem Orlík SKS9/200 vybaveným vyrovnávací nádobou o objemu 200 l a kondenzační sušičkou Orlík KSO 010A.



Obr. 17. Čelní panel programu *Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi*

Pro monitorování polohy konce svalu byla úloha vybavena laserovým distančním měřidlem FESTO SOEL-RTD-Q50-PP-S-7L, které bylo společně s pneumatickým proporcionálním ventilem připojeno na měřicí kartu DAQPad-6015, pomocí které byla úloha ovládána

a naměřená data ukládána do stolního PC. Pro ovládání měřicí karty DAQPad-6015 byl vytvořen program *Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi* v prostředí LabVIEW, aby daná úloha mohla být snadno ovládána, viz Obr. 16. Pro názornost bylo připojeno blokové schéma měřicího programu, viz Obr. 18.



Obr. 18. Blokové schéma měřicího programu *Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi*

Uživatel měřicího programu *Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi* má možnost před začátkem měření provést kalibraci laserového čidla pomocí dvou ocelových planžet, viz Obr.



Obr. 19. Kalibrace měřicího standu

19, na kterých byl nalepen papír, aby docházelo k optimálnímu odražení laserového paprsku měřidla FESTO SOEL-RTD-Q50-PP-S-7L, jak uvádí výrobce v technické dokumentaci měřidla. Aby kalibrace nemusela být prováděna před každým měřením, byl program vybaven možností vypnutí této funkce a zadání kalibračních hodnot tzv. „natvrdo“. Hodnoty napětí odpovídající kalibraci laserového měřidla na vzdálenost 100 a 200 mm se uživateli zobrazí v levém dolním rohu. Po zkalibrování měřicího standu musí uživatel zadat druh vstupního signálu tlaku, který vstupuje do pneumatického svalu. Pakliže chce uživatel obecný druh tvaru signálu tlaku, lze data načíst ze souboru, případně je možné nastavit vstupní tlak jako sinusoidní signál, u kterého lze nastavit

amplitudu a frekvenci. Další funkce, kterou program uživateli nabízí, je filtrace naměřených dat pomocí lineárního diskrétního filtru 1. řádu:

$$h_f(kT) = 1 - a \cdot h_f(k-1T) + a \cdot h(kT), \quad (28)$$

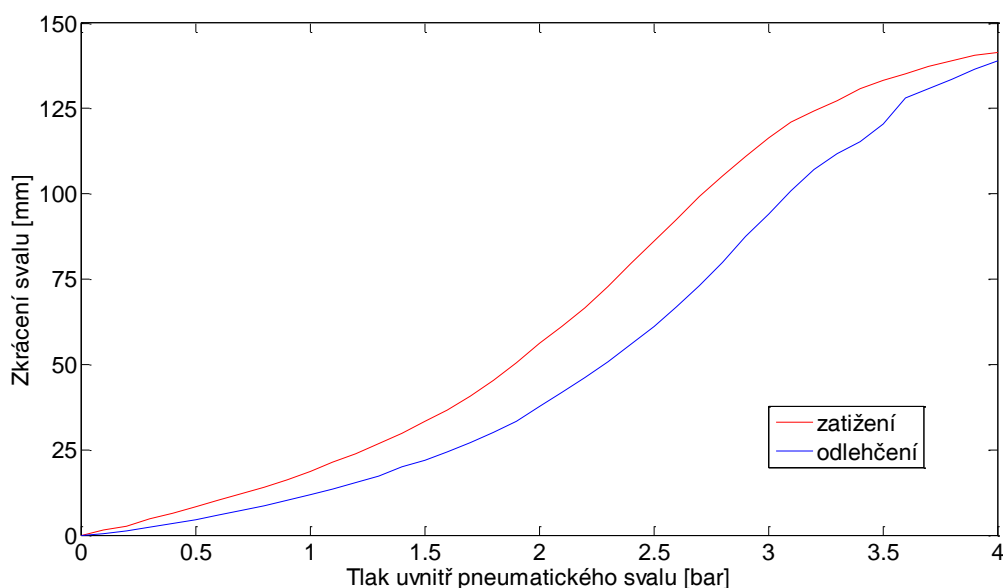
kde

$h_f(kT)$ je filtrovaná vstupní veličina v časovém okamžiku kT ,

$h(kT)$ je výstupní veličina v časovém okamžiku kT ,

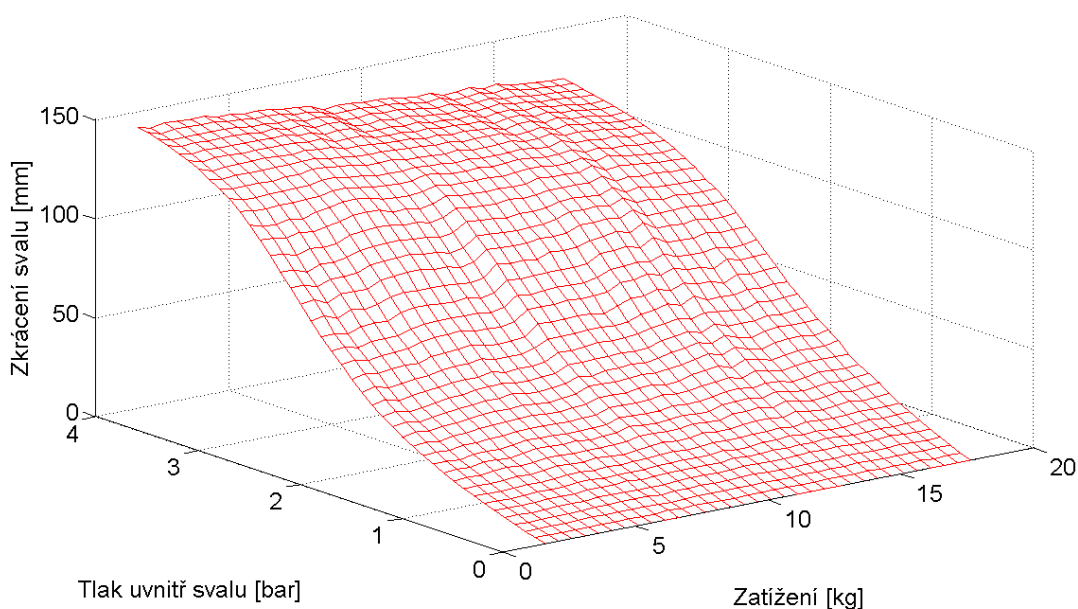
a je koeficient filtrace.

Pakliže si uživatel přeje naměřená data filtrovat, zvolí hodnotu a v rozsahu $0 < a \leq 1$, přičemž hodnota filtr je vypnutý v případě kdy, $a = 1$. Nedílnou součástí programů, jako je *Fluidní sval FESTO – měřicí program.vi*, je vizualizace dat, která probíhá v levé dolní části programu a ukládání dat do souboru, což umožňuje další analýzu naměřených dat.



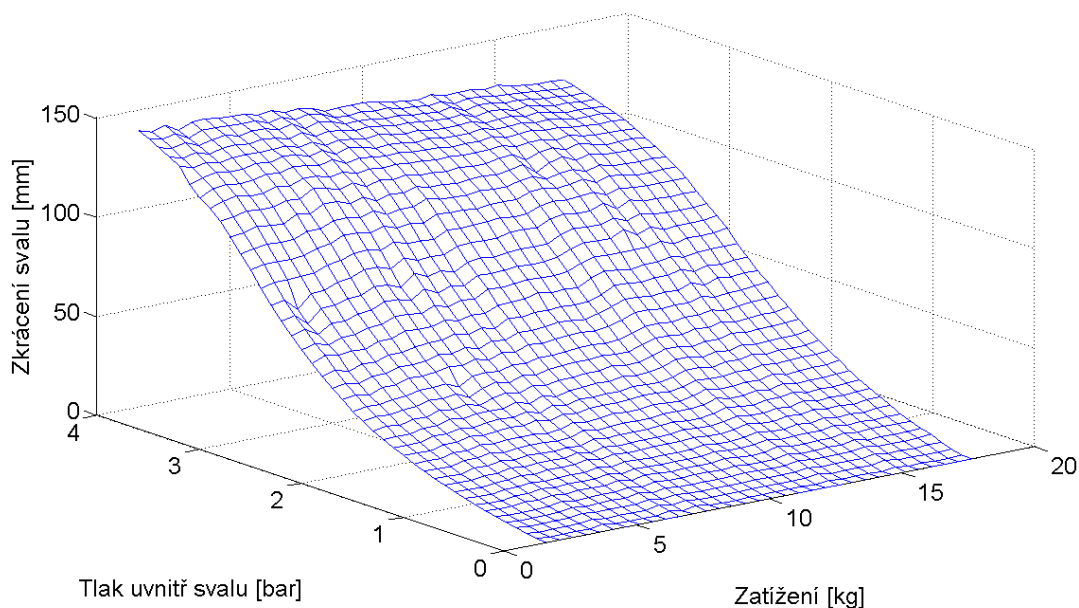
Graf 20. Závislost zkrácení svalu na tlaku – hysterezní smyčka při zatěžování

Na vyrobeném měřicím standu byly měřeny vlastnosti chování pneumatického fluidního svalu FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG, jako jsou hysterezní smyčky při zatěžování, kterými je zkoumán nejen vliv tření mezi vlákny vystužujících nití a pryžovou maticí svalu, ale i prahové tlaky, které jsou důsledkem suchého tření.⁵ Při měření hysterezních smyček, viz Graf 20, byl pneumatický sval zatěžován konstantní zátěží a změnou vstupního tlaku docházelo k jeho zkracování, které bylo odečítáno laserovým čidlem. Mezi jednotlivými kroky zvýšení tlaku byla provedena 10 vteřin dlouhá výdrž na hodnotě, aby došlo k odeznění přechodového děje mezi jednotlivými zvýšeními tlaku. V uvedeném Grafu 20 byly jednotlivé naměřené hodnoty spojeny červenou čarou pro část cyklu, kdy docházelo k zatížení svalu a modrou čarou kdy byl sval odlehčován od přetlaku.



Graf 21. Závislost zkrácení svalu na vnitřním přetlaku a zatížení – 3D graf zatěžování

⁵ Chou, C.P., Hannaford, B.: Measurement and Modeling of McKibben Pneumatic Artificial, IEEE Transactions on Robotics and Automation, February 1996, Vol. 12, No 1, str. 90 – 102.



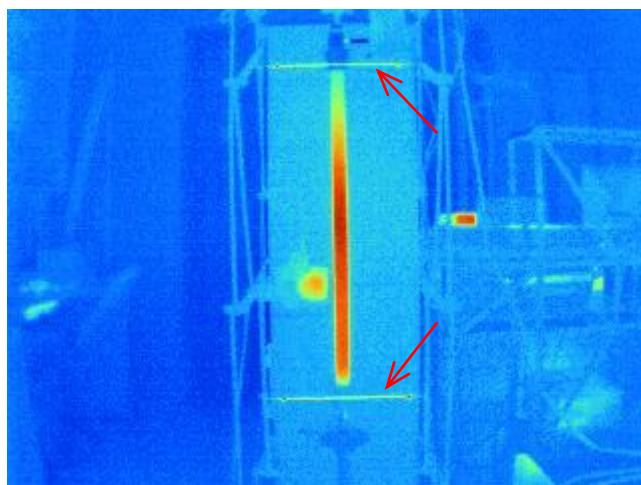
Graf 22. Závislost zkrácení svalu na vnitřním přetlaku a zatížení – 3D graf odlehčení

Shora popsané měření hystereze fluidního svalu bylo stejným způsobem provedeno pro rozdílné hodnoty zátěže a z naměřených dat byly sestrojeny 3D grafy naměřených dat, viz Graf 21 a Graf 22. Z Grafu 21 a Grafu 22 je vidět, že se zvyšující se zátěží dochází ke snižování maximální kontrakce svalu. Provedená měření též poskytla informaci, k jakým nepřesnostem může docházet při manipulaci vlivem hystereze při zatěžování, což je nejvíce patrné z Grafu 20, např. při vnitřním přetlaku 2 bary dojde k rozdílu zkrácení o 18 [mm], což je přibližně 13 % z celkové hodnoty zkrácení pneumatického svalu.

2.9 Měření změny teploty pneumatického svalu při zatěžování

Z dostupné literatury od výrobce jsou známy parametry a charakter zatěžování, který je pro aplikaci pneumatického svalu přípustný a který ne. Dále se můžeme setkat s upozorněním týkajícím se změny teploty pneumatického svalu v průběhu zatěžování, avšak není dostupná informace o velikosti této změny. Základním materiálem pneumatického svalu je kompozit skládající se z pryže a nití kordu, z tohoto důvodu bylo zapotřebí prověřit změnu teploty pneumatického svalu, protože právě teplota má zásadní vliv na změnu mechanických vlastností pryže.

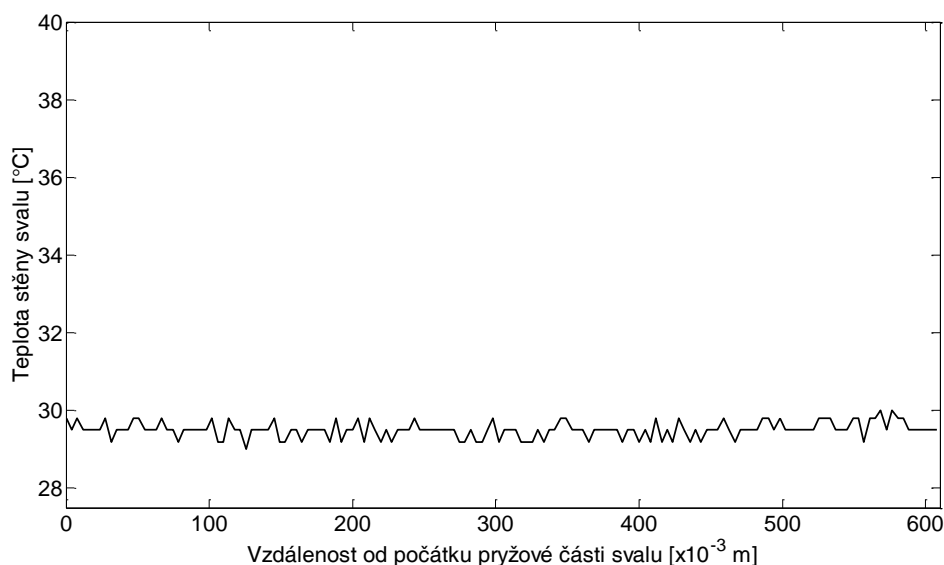
Před začátkem měření teploty pneumatického svalu na již připraveném měřicím standu bylo potřeba tento stand dovybavit odporovým drátekem, viz Obr. 20, pomocí kterého bylo možné stanovit začátek a konec svalu na počátku měření, kdy pryž a kovové koncovky svalu měly srovnatelnou teplotu.



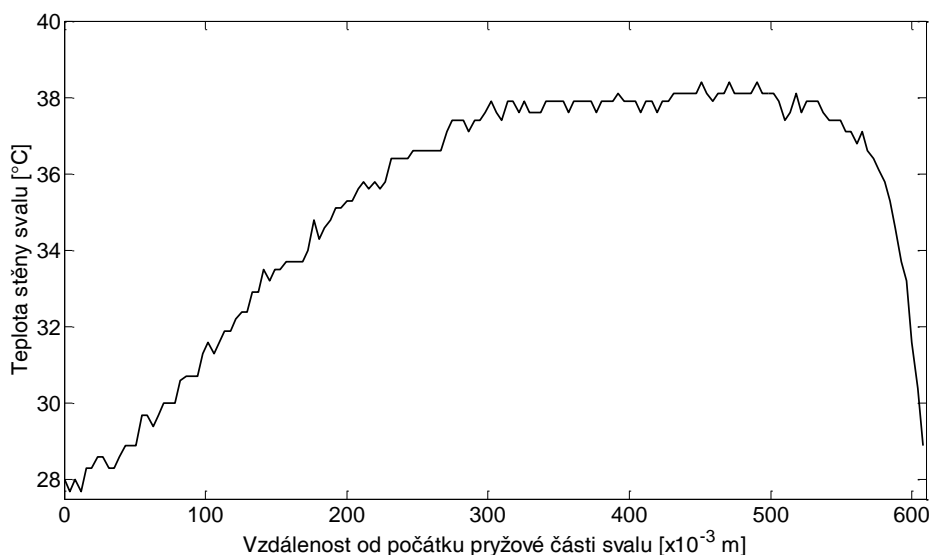
Obr. 20. Měření teploty pneumatického fluidního svalu FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG pomocí termokamery

Pro měření změny teploty na fluidním svalu FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG zavěšeném na měřicím standu, viz Obr. 16, byla použita konstantní zátěž 2 kg a sinusový řídicí signál vstupního tlaku do svalu. Pro regulaci vstupního tlaku do svalu byl použit proporcionální pneumatický ventil VPPM-6L-L-1-618-0L10H-A4P-S1C1, kterým byl vytvořen tlakový signál vpouštěný do svalu s amplitudou 2 bar a frekvencí 5 Hz.

V prvním kroku zkoumání změny teploty pneumatického svalu při zatěžování pomocí termokamery byly změřeny teploty v počátku, viz Graf 23. V dalších krocích bylo provedeno měření teploty v průběhu zatěžování, viz Graf 24, ze kterých byl následně sestrojen 3D graf, viz Graf 25. Z uvedených Grafů 23 a 24 je patrné, že v počátku je teplota svalu konstantní. Po vystavení svalu zátěži trvající 20 min dojde k ohřevu stěny svalu.



Graf 23. Měření průběhu teploty v délce svalu v počátku

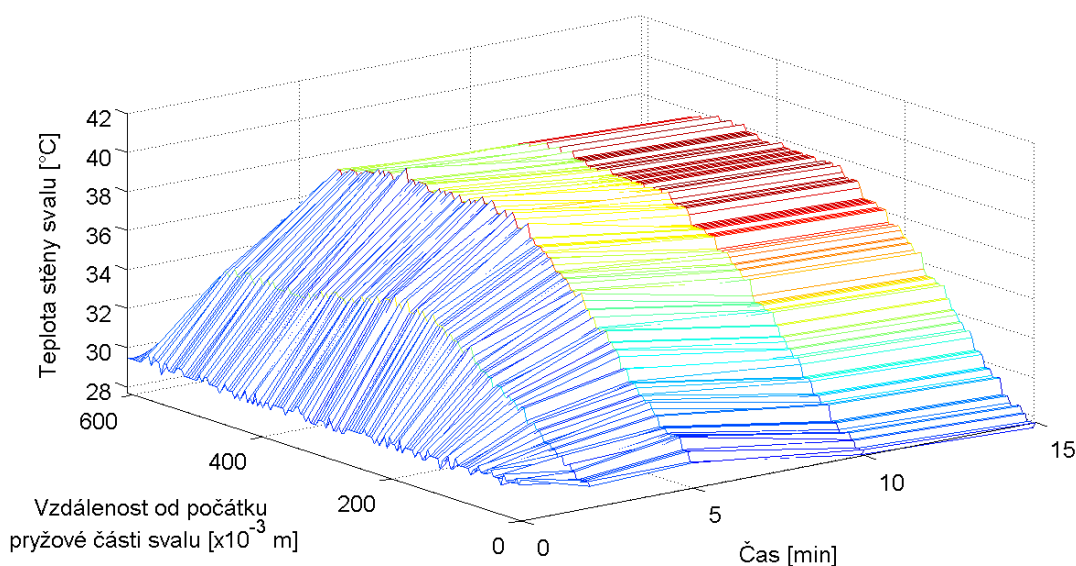


Graf 24. Měření průběhu teploty v délce svalu po 20 minutách zatěžování

V místě přívodu stlačeného vzduchu není nárůst teploty tak výrazný, ovšem z místa přívodu stlačeného vzduchu dochází k plynulému nárůstu teploty přibližně do jedné poloviny délky svalu.

Druhá polovina pneumatického svalu má téměř stejnou teplotu po své délce, ovšem na konci svalu, kde je kovová spona, dochází k prudkému poklesu teploty, téměř na počáteční teplotu, vlivem dobré teplotní vodivosti koncovek z hliníkové slitiny.

Při pohledu na 3D Graf 25, který vzniknul spojením jednotlivých měření teploty svalu v průběhu zatěžování, lze vidět, že přibližně do 5 min od počátku zatěžování dochází jak ke změně teploty v délce svalu, tak k nárůstu maximální teploty v odlehlejší polovině svalu od vstupu stlačeného vzduchu. Po uplynutí tohoto času, kdy dochází k roztrénování a prohřátí stěny svalu, dojde k ustálení průběhu teploty svalu, viz Graf 24. Nesmí být ovšem opomenut fakt, že při plnění svalu je do uzavřeného prostoru svalu vháněn nový čerstvý stlačený vzduch, který se promíchá se zbylým, již ohřátým vzduchem uvnitř svalu a tím je zmíněná první polovina pneumatického svalu neustále ochlazována. Z uvedeného důvodu je patrné, že uvnitř svalu dochází k obecným termodynamickým procesům a stěna svalu je nerovnoměrně prohřáta a její mechanické vlastnosti jsou rozdílné v délce svalu. Pro tuto práci nebude uvažována změna teploty materiálu stěny svalu, jelikož dochází k nárůstu teploty stěny svalu pouze o 10°C.



Graf 25. Závislost změny teploty fluidního svalu v čase při cyklickém zatížení

3 Termodynamika pneumatických svalů

Pro odvození diferenciální rovnice, která by popisovala průběh tlaku uvnitř pneumatického svalu při zaplňování vnitřního prostoru svalu byla užita podobnost s případem zaplňování pracovního prostoru lineárního pneumotoru stlačeným plynem. Pro odvození potřebné diferenciální rovnice byla užita literatura [40].

3.1 Odvození diferenciální rovnice tlaku v pracovním prostoru pneumatického svalu

Dle prvního zákona termodynamiky platí, že přírůstek vnitřní energie ΔU^* je v uzavřeném systému roven součtu přivedeného tepla ΔQ a přivedené práce ΔW .

$$\Delta U^* = \Delta Q + \Delta W \quad (29)$$

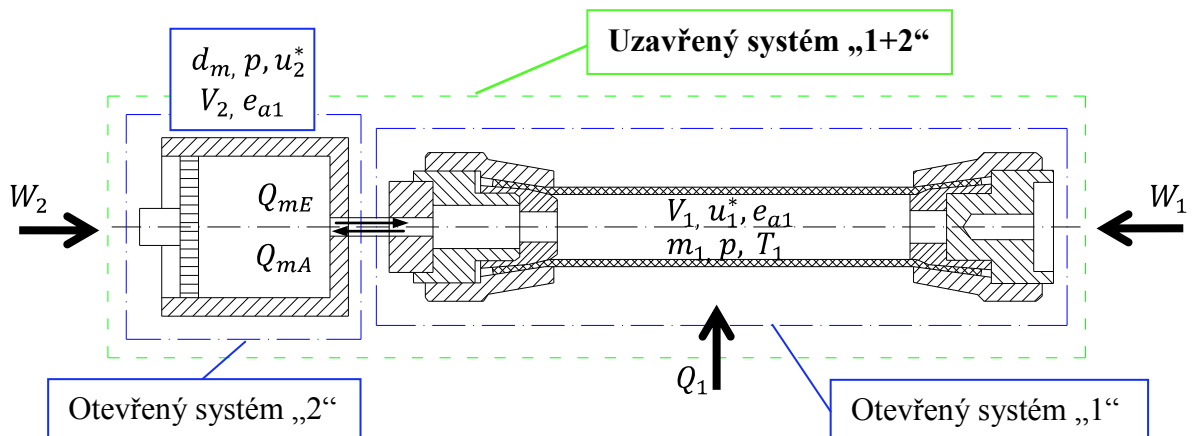
Pro stlačitelné pracovní médium můžeme přivedenou práci vyjádřit změnou jeho objemu ΔV působením vnějšího tlaku p .

$$\Delta W = -p \cdot \Delta V \quad (30)$$

V otevřeném systému dochází na rozdíl od uzavřeného nejen k energetické výměně, ale i k výměně materiálu mezi systémem a okolím. Přírůstek vnitřní energie ΔU^* zde tedy bude navíc záviset na velikosti výměny hmoty a s ní spojené energetické výměny. Mimo energie ΔW zde vystupuje i její další forma, vnější energie $E_a = \frac{1}{2} \cdot m \cdot u^2$, popř. specifická vnější energie $e_a = \frac{1}{2} \cdot u^2$.

První zákon termodynamiky pro otevřený systém bude mít tedy tvar:

$$\Delta U^* = \Delta Q + \Delta W + \Delta E_a + \Delta m \cdot u^* + p \cdot v + e_a \quad (31)$$



Obr. 21. Pracovní prostor pneumatického svalu jako otevřený systém a jako uzavřený systém

Pracovní prostor pneumatického svalu představuje podle kritérií látkové výměny ve formě přitékajícího a odtékajícího vzduchu a energetické výměny ve formě přestupu tepla mezi vzduchem a stěnami pracovního prostoru z hlediska termodynamiky otevřený systém (na Obr 21 otevřený systém „1“). Ten můžeme zařazením pomocného otevřeného systému „2“ převést na uzavřený systém „1+2“. Přitom otevřený systém „2“ pojme dm vzduchu, přemístěného během časového intervalu dt do pneumatického svalu.

Práce W_2 je vykonávána buď následně přitečeným vzduchem, nebo např. kompresorem. Energetickou bilanci uzavřeného systému „1+2“ lze pomocí rovnice (31) vyjádřit jako

$$dQ_2 + dW_2 + dW_1 = U_2^* + dU_2^* - U_2^* + dm \cdot u_1^* + \\ + E_{a2} + dE_{a2} - E_{a2} + dm \cdot e_{a1} . \quad (32)$$

Dosazením následujících vztahů

$$dW_1 = -p_1 \cdot dV_1 = dm \cdot p_1 \cdot V_1, \\ dQ_2 = dQ, \quad dW_2 = dW, \quad dU_2^* = dU^*, \quad dE_{a2} = dE_a,$$

přejde rovnice (32) do tvaru:

$$dQ + dW = dU^* + dE_a - dm \cdot u_1^* + p_1 \cdot V_1 + e_{a1} . \quad (33)$$

Zobecněním rovnice (33) pro libovolné množství hmotnostních toků dm_i lze z první věty termodynamiky pro otevřený systém napsat rovnici:

$$dQ + dW = dU^* + dE_a - dm_i \cdot u_i^* + p_i \cdot v_i + e_{ai} . \quad (34)$$

Odkud pro pracovní prostor pneumatického svalu s přitékajícím hmotnostním průtokem Q_{mE} a odtékajícím hmotnostním průtokem Q_{mA} při zanedbání vnější energie dE_a je

$$dQ + dW = dU^* + dE_a - dm_E \cdot u_E^* + p \cdot v_E - dm_A \cdot u_A^* + p \cdot v_A . \quad (35)$$

Vnější energie e_{a1} přitékajícího hmotnostního průtoku bude v následujících rovnicích zohledněna jeho teplota T_E , za kterou se dosadí klidová teplota $T_{E,klid}$. To je teplota, kterou by měl přitékající vzduch, dříve než se ochladí zrychlením v relativně zúženém přívodu.

Pro ideální plyn lze dosadit do rovnice (35) následující vztahy:

$$\text{vnitřní energii} \quad dU^* = d m \cdot c_v \cdot T = d p \cdot V \cdot \frac{c_v}{R} = \frac{c_v}{R} \cdot p \cdot dV + V \cdot dp , \quad (36)$$

$$\text{entalpii} \quad u^* + p \cdot v = i = c_p \cdot T, \quad (37)$$

$$\text{práci na změnu objemu} \quad dW = -p \cdot dV. \quad (38)$$

Dosazením vztahů (36) až (38) byla získána forma 1. zákona termodynamiky pro konkrétní objem plynu

$$dQ - p \cdot dV = \frac{c_v}{R} \cdot p \cdot dV + V \cdot dp - dm_E \cdot c_p \cdot T_E + dm_A \cdot c_p \cdot T_A. \quad (39)$$

Vyjádřením tlakové difference dp z této rovnice plyne:

$$dp = \frac{1}{V} \cdot R \cdot \frac{c_p}{c_v} dm_E \cdot T_E - dm_A \cdot T_A - p \cdot dV \cdot \frac{R}{c_v} + 1 + \frac{R}{c_v} \cdot dQ . \quad (40)$$

Dosazením za

$$\frac{c_p}{c_v} = \kappa, \quad c_p = c_v + R, \quad \frac{R}{c_v} + 1 = \kappa, \quad \frac{R}{c_p} = \frac{\kappa - 1}{\kappa}, \quad (41)$$

vyplývá vztah

$$dp = \frac{\kappa}{V} \cdot R \cdot dm_E \cdot T_E - dm_A \cdot T_A - p \cdot dV + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot dQ . \quad (42)$$

Pro pracovní prostor pneumatického svalu platí

$$dQ = -\alpha \cdot S_W \cdot T - T_W \cdot dt \quad (43)$$

Dosazením vztahu (43) do rovnice (42) dostaneme vztah pro výpočet tlakové difference dp :

$$\frac{1}{p} \cdot dp = \frac{\kappa}{V} \cdot R \cdot \frac{1}{p} \cdot dm_E \cdot T_E - dm_A \cdot T_A - dV - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{p} \cdot \alpha \cdot S_W \cdot T - T_W \cdot dt \quad (44)$$

Bez dalších zjednodušení je tato diferenciální rovnice analyticky neřešitelná. Pro popis děje uvnitř pneumatického svalu se změnou teploty bylo nezbytné transformovat diferenciální rovnici (44) na její diferenční tvar. Velikost termodynamických veličin a veličin popisujících přestup tepla byl uvažován v každém časovém kroku konstantní. Výpočet byl proveden z hodnot odpovídajících předchozímu časovému intervalu.

3.2 Transformace diferenciální rovnice tlaku v pracovním prostoru pneumatického svalu na diferenční tvar

Z 1. zákona termodynamiky a následně z diferenční rovnice (42) pro malou změnu je

$$\Delta p = \frac{\kappa}{V} \cdot R \cdot \Delta m_E \cdot T_E - \Delta m_A \cdot T_A - p \cdot \Delta V + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \Delta Q, \quad (45)$$

a dosazením za

$$\Delta V = \frac{dV}{dt} \cdot \Delta t, \quad (46)$$

$$\Delta Q = -\alpha \cdot S_W \cdot T - T_W \cdot \Delta t, \quad (47)$$

$$\alpha = \alpha(T, x, L, Q, u, \dots),$$

$$p(t + \Delta t) = p(t) + \Delta p,$$

obdržíme

$$p(t + \Delta t) = p(t) + \frac{\kappa}{V} \cdot R \cdot \Delta m_E \cdot T_E - \Delta m_A \cdot T_A - p \cdot dV/dt + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \alpha \cdot S_W \cdot T - T_W \cdot \Delta t. \quad (48)$$

Což je diferenční tvar rovnice popisující tlak uvnitř pneumatického svalu.

3.3 Matematická simulace tlaku uvnitř pneumatického svalu při kompresi

Při odvození diferenciální rovnice tlaku v pracovním prosotru pneumatického svalu a následném převedení diferenciální rovnice na diferenční tvar bylo zapotřebí provést časovou derivaci objemu. V kapitole 2.5.5 byla představena obecná rovnice vnitřního objemu svalu:

$$V(x) = a_1 x^2 + b_1 x + c_1. \quad (49)$$

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, obecná rovnice objemu byla upravena do tvaru vyjadřujícího vnitřní objem svalu jako funkci vnitřního objemu tlaku a zkrácení svalu:

$$V(x, p) = a_1 p x^2 + b_1 p x + c_1 p. \quad (50)$$

Pro přehlednost a zjednodušení byly zavedeny následující vztahy:

$$x = x(t), \quad (51)$$

$$p = p(t), \quad (52)$$

$$V(x, p) = a_1 p x^2 + b_1 p x + c_1 p. \quad (53)$$

Bez zmíněného zjednodušení by rovnice (50) přešla do tvaru (54), což by bylo pro čtenáře dost nepřehledné viz následující rovnice:

$$V(x(t), p(t)) = a_1 p(t) x(t)^2 + b_1 p(t) x(t) + c_1 p(t). \quad (54)$$

Přičemž parametry $a_1(p)$, $b_1(p)$ a $c_1(p)$ lze zapsat jako:

$$a_1(p) = k_1 p^6 + k_2 p^5 + k_3 p^4 + k_4 p^3 + k_5 p^2 + k_6 p + k_7, \quad (55)$$

$$b_1(p) = f_1 p^5 + f_2 p^4 + f_3 p^3 + f_4 p^2 + f_5 p + f_6, \quad (56)$$

$$c_1(p) = g_1 p^5 + g_2 p^4 + g_3 p^3 + g_4 p^2 + g_5 p + g_6. \quad (57)$$

Po dosazení parametrů z rovnic (55) až (57) do rovnice (53) obdržíme vztah:

$$\begin{aligned} V(x, p) = & k_1 p^6 + k_2 p^5 + k_3 p^4 + k_4 p^3 + k_5 p^2 + k_6 p + k_7 \cdot x^2 \\ & + f_1 p^5 + f_2 p^4 + f_3 p^3 + f_4 p^2 + f_5 p + f_6 \cdot x \\ & + g_1 p^5 + g_2 p^4 + g_3 p^3 + g_4 p^2 + g_5 p + g_6 . \end{aligned} \quad (58)$$

Zavedme rovnici objemu ve tvaru:

$$V(x, p) = a_1 p b_1 x + a_2 p b_2 x + a_3 p b_3 x \quad (59)$$

Rovnici (59) lze zapsat jako:

$$V(x, p) = \sum_{i=1}^3 a_i p b_i x , \quad (60)$$

kde

$$a_1 p = k_1 p^6 + k_2 p^5 + k_3 p^4 + k_4 p^3 + k_5 p^2 + k_6 p + k_7, \quad (61)$$

$$a_2 p = f_1 p^5 + f_2 p^4 + f_3 p^3 + f_4 p^2 + f_5 p + f_6, \quad (62)$$

$$a_3 p = g_1 p^5 + g_2 p^4 + g_3 p^3 + g_4 p^2 + g_5 p + g_6, \quad (63)$$

$$b_1 x = x^2, \quad (64)$$

$$b_2 x = x, \quad (65)$$

$$b_3 x = 1. \quad (66)$$

Časovou derivaci objemu jakožto složenou funkci více proměnných lze zapsat následovně:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial V}{\partial p} \frac{dp}{dt}. \quad (67)$$

S přihlédnutím na speciální tvar rovnice (60) lze napsat parciální derivace objemu ve směru jednotlivých proměnných jako:

$$\frac{\partial V}{\partial x} = \sum_{i=1}^3 a_i p \frac{\partial b_i}{\partial x} x , \quad (68)$$

$$\frac{\partial V}{\partial p} = \sum_{i=1}^3 \frac{\partial a_i}{\partial p} p b_i x . \quad (69)$$

S využitím vztahů (68) a (69) byl vyjádřen tvar derivace objemu:

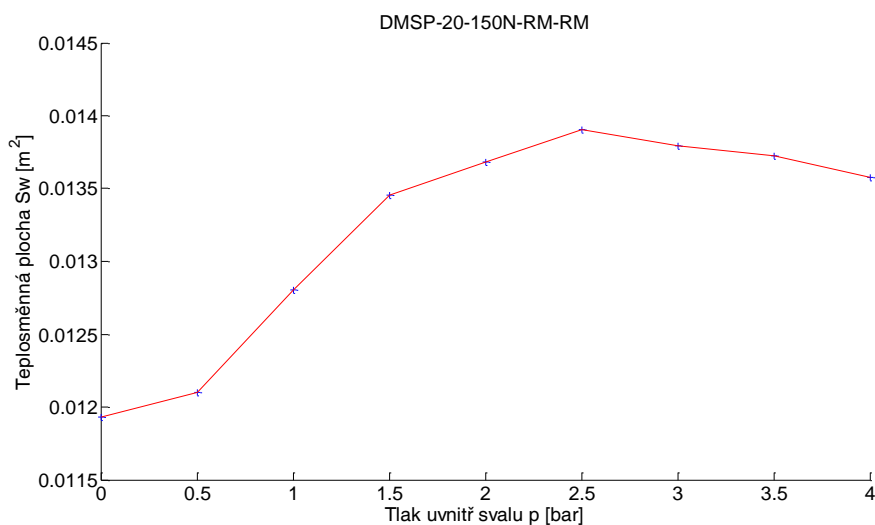
$$\frac{dV}{dt} = \sum_{i=0}^2 a_i p \frac{\partial b_i}{\partial x} x \frac{dx}{dt} + \frac{\partial a_i}{\partial p} p b_i(x) \frac{dp}{dt} . \quad (70)$$

Pro simulaci tlaku uvnitř pneumatického svalu bylo nezbytné určit teplosměnnou plochu svalu T_W při kontrakci svalu. Výpočet teplosměnné plochy byl proveden v rámci určování objemu svalu pomocí image processing v prostředí Matlab[®]. Stejně jako při výpočtu objemu byl vysloven předpoklad, že sval je dokonale rotační těleso. Teplosměnná plocha byla vypočtena pomocí komolých kuželů, z kterých se sval na fotografii skládá pomocí rovnice:

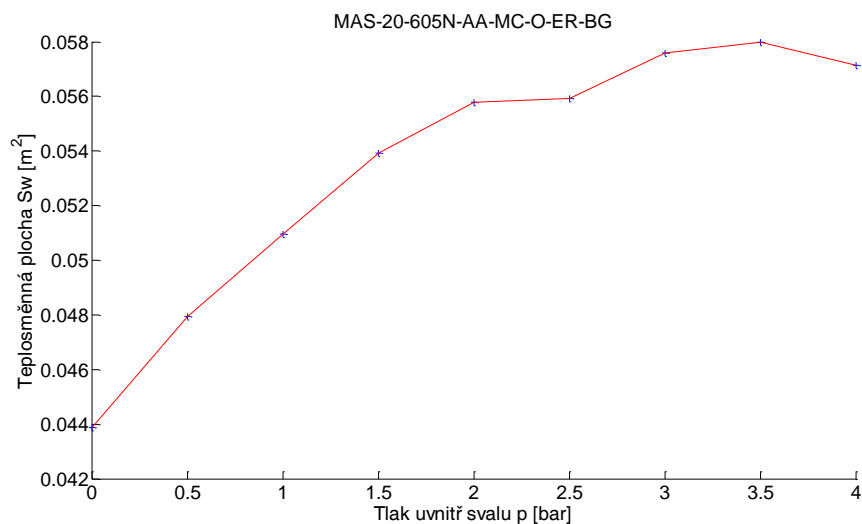
$$S_W = \pi \cdot r(i) + r(i-1) \cdot \sqrt{v^2 + r(i)^2 - r(i-1)^2} \quad (71)$$

Kde v je výška jednoho komolího kužele, $r(i-1)$ a $r(i)$ je poloměr svalu na krajích komolího kuželu. V případě, že se nejedná o komolý kužel ale o válcovou část svalu, tak k chybě ve výpočtu nedojde (tato možnost byla ověřena).

Teplosměnná plocha byla vypočtena pro oba zkoumané svaly a to jak pro sval DMSP-20-150N-RM-RM, tak pro sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG. Výpočet ploch byl proveden pro různé hodnoty tlaku uvnitř svalu, aby bylo možné shrnout do grafů jak se teplosměnná plocha S_W při kontrakci svalu mění, viz Graf 26 a Graf 27.

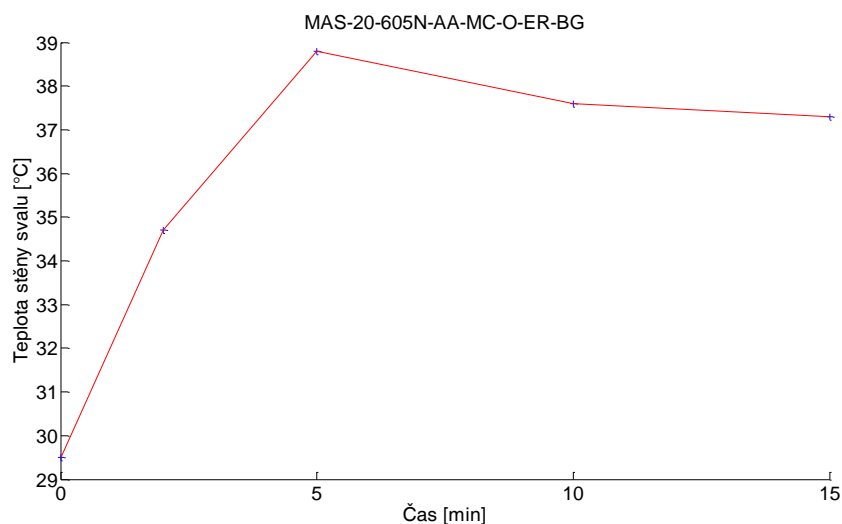


Graf 26. Závislost teplosměnné plochy na tlaku uvnitř svalu - sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM



Graf 27. Závislost teplosměnné plochy na tlaku uvnitř svalu - svalu FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG

V diferenčním tvaru rovnice popisující tlak uvnitř pneumatického svalu (48) se dále vyskytuje teplota stěny pracovního prostoru T_w . Pro matematickou simulaci bylo nezbytné určit, jakých hodnot tato teplota dosahuje a jak se mění v průběhu zatěžování. Pro tento účel byla využita měření teploty stěny svalu termokamerou z kapitoly 2.9. Pomocí Grafu 25 bylo možné určit hodnoty teploty stěny svalu v polovině jeho délky pro různé časy cyklického zatěžování.

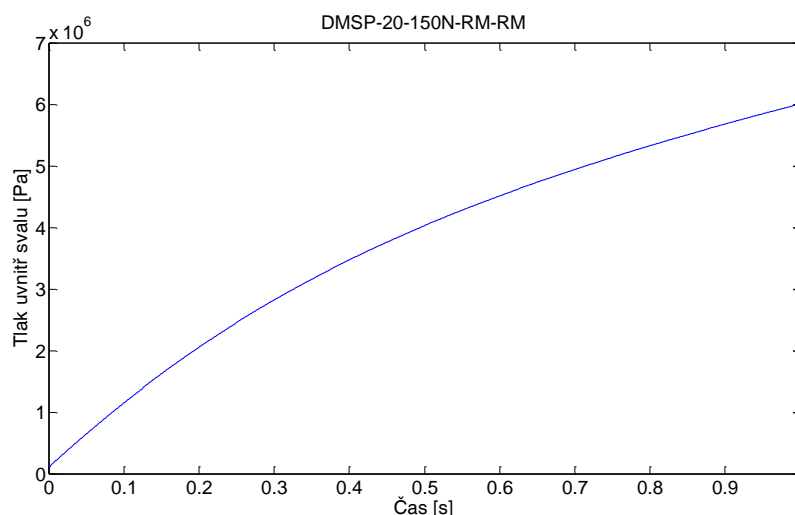


Graf 28. Závislost teploty stěny svalu na čase, měřeno v polovině délky svalu FESTO MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG

Výsledek, ke kterému bylo touto úvahou dospěno, platí pouze pro jeden způsob zatěžování, ale poskytuje náhled, jakým způsobem se teplota stěny svalu mění. Sestrojená závislost změny teploty stěny svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG na čase je znázorněna v Grafu 28. Zatím v žádné dostupné literatuře nebyla charakteristika změny teploty stěny svalu publikována.

Po stanovení jednotlivých parametrů vstupujících do rovnice (48) bylo možné přistoupit k vlastní simulaci tlaku uvnitř pneumatického svalu. Pro simulaci byl v prostředí Matlab® vytvořen program pomocí kterého byl nasimulován děj zaplňování vnitřního prostoru svalu DMSP-20-150N-RM-RM. Pro simulaci byl vybrán případ, kdy se objem svalu při zaplňování pohybuje po jedné z křivek z měření vnitřního objemu (6 bar). Teplosměnná plocha byla brána jako měnící se funkce v čase. Teplota stěny svalu byla použita jako konstanta, jelikož bylo předpokládáno, že se teplota změní pouze o desetiny stupně pro případ jednoho cyklu zaplňování pracovního prostoru svalu a množství přitékajícího plynu bylo vypočteno z příručky k proporcionálnímu ventilu VPPM.

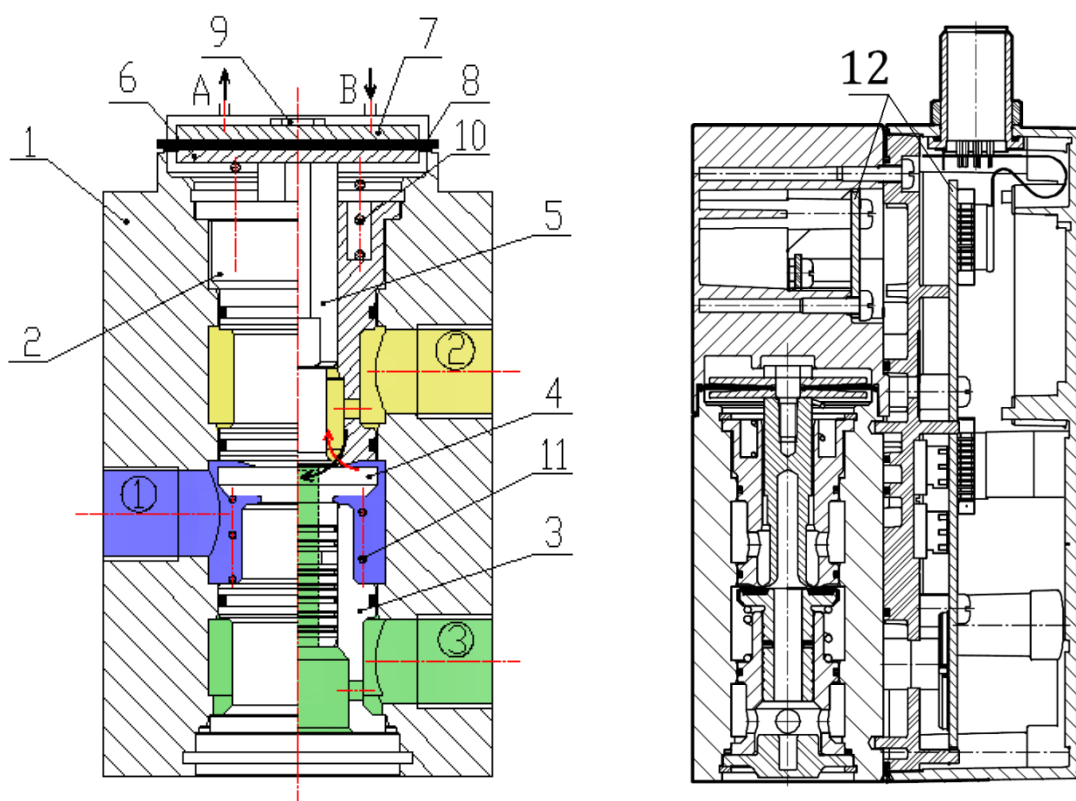
Výsledek ze simulace je vidět v Grafu 29 jelikož k možnostem nebylo možné provést porovnání s praktickým případem ani z dostupné literatury, tak se zde otevírá pole pro další výzkum pneumatických svalů. Novým cílem může být ověření platnosti matematického modelu zaplňování pracovního prostoru stlačeným plynem při uvažování změny teploty.



Graf 29. Závislost tlaku uvnitř svalu na čase sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM

4 Proporcionální pneumatický redukční tlakový ventil VPPM

Pro výzkum vlastností pneumatických svalů byla v laboratoři katedry aplikované kybernetiky sestrojena úloha pro zkoumání jejich vlastností, viz kapitola 2.8. V uvedené kapitole byly vyjmenovány jednotlivé komponenty použité pro sestrojení dané úlohy včetně proporcionálního pneumatického ventilu VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 od firmy FESTO. Aby bylo možné zahájit zkoumání pneumatického fluidního svalu FESTO připojeného na použitý proporcionální ventil a znát podrobnosti o jeho chování, bylo zapotřebí provést jeho kompletní rozbor, jelikož vlastnosti ventilu do jisté míry předurčují chování pneumatického svalu (rychlost atd.).



1 tělo ventilu, 2 horní pevné sedlo ventilu, 3 dolní pevné sedlo ventilu, 4 sedlo ventilu, 5 tryska, 6 dolní kruhová deska membrány, 7 horní kruhová deska membrány, 8 membrána z pryže, 9 šroub, 10 horní pružina, 11 dolní pružina, 12 plošné spoje s mikroprocesory

Obr. 22. Schéma mechanické části těla proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM vlevo a funkční řez ventilem vpravo

Na Obr. 22 je znázorněn schematický náčrtek funkčního těla proporcionálního redukčního ventilu VPPM bez ovládacího panelu, na kterém bude vysvětlena jeho funkce. Pro správnou funkci ventilu musí být ventil připojen na vstupní tlak vždy o 1 bar vyšší, než je maximální

*regulovaný výstupní tlak.*⁶ V případě, že tato podmínka není dodržena, správnost regulace ventilu na požadovanou hodnotu není zaručena. Na Obr. 22 je vyznačen přívod stlačeného vzduchu ①, výstup z ventilu do pracovního prostoru ②, výstup stlačeného vzduchu z pneumatického okruhu ③ a jednotlivé součásti mechanické části těla ventilu jsou označeny čísly 1 až 11. Popis součástí ventilu označených 1 až 11 je uveden v legendě Obr. 22. Dále nelze zapomenout na ovládací čelní panel ventilu, který je připojen na plošné spoje s mikroprocesory.

Funkci proporcionálního ventilu VPPM lze popsat následovně:

Ventil připojený na zdroj elektrického proudu pomocí datového kabelu a zdroj tlaku vzduchu ① obdrží informaci od uživatele buď datovým kabelem, nebo přes ovládací čelní panel ventilu. Informace je zpracována v mikroprocesorech umístěných na deskách plošných spojů 12. Pomocí takto zpracované informace jsou ovládány dva mikroventily umístěnými nad horní kruhovou deskou membrány 7, které vpouští, či vypouští stlačený vzduch nad pryžovou membránou ventilu, který je přiveden labyrintem uvnitř ventilu ze vstupu ① a vypouštěn pomocí labyrintu do výstupu ③. (Směr proudění vzduchu přes mikroventily je v Obr. 22 znázorněn šipkami, které jsou doplněny o písmena **A** a **B**. Bližšími vlastnostmi mikroventilů se zabývá kapitola 4.3.1 **Funkce mikroventilu**, kde je jejich funkce detailněji vysvětlena). Zvýšením tlaku nad membránou z pryže 8 dojde ke stlačení horní pružiny 10 a dolní pružiny 11 přes trysku 5 a dolní sedlo 4, čímž vznikne štěrbina mezi horním pevným sedlem ventilu 2 a sedlem ventilu 4, kterou může začít proudit stlačený vzduch do pracovního prostoru ②, viz **červená šipka** v Obr. 22. V případě, kdy dochází k odpouštění pracovního okruhu, kterého je ventil součástí, dojde po obdržení impulsu o vypouštění ke snížení tlaku nad membránou z pryže 8 pomocí mikroventilu **A**, zatímco je mikroventil **B** uzavřen, což má za důsledek snížení síly na horní pružinu 10. Tato pružina začne působit na dolní kruhovou desku membrány 6 a tím na trysku 5, která se vychýlí a vznikne mezera mezi sedlem ventilu 4, které se opírá o horní pevné sedlo ventilu 2 a tryskou

⁶ Proporcionální redukční ventily MPPE/VPPE/MPPES. FESTO, October 2008 [cit. 3. května 2012], [str. 13] Dostupné na internetu: < http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/VPPM_CZ.PDF >.

5, pak následně začne proudit stlačený vzduch z pracovního prostoru ② do okolní atmosféry

③ (výfukem) pomocí labyrintu v dolním pevném sedle ventilu 3, viz **černá šipka**.

4.1 Popis průtoku plynu pneumatickými prvky

Popis proudění plynu u pneumatických prvků není snadné, jelikož častokrát nelze snadno stanovit místo s nejmenším průřezem, popřípadě vliv dalších zúžení na výsledné proudění plynu. Vlastnosti pneumatických prvků jsou častokrát popisovány různými charakteristikami v dokumentaci od výrobce, případně jsou doplněny průtokovými diagramy. V této práci byl popis průtoku proveden pomocí normy ISO 6358 [28], v které je průtok plynu definován pomocí rovnic (72) a (73):

$$m^* = C p_1 \rho_0 \frac{T_0}{T_1} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} \leq b \quad \text{nadkritické proudění} \quad (72)$$

$$m = C p_1 \rho_0 \frac{T_0}{T_1} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} - b\right)^2}{1 - b^2}} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} > b \quad \text{podkritické proudění} \quad (73)$$

kde

C je pneumatická vodivost,

b je kritický tlakový poměr,

T_0 je termodynamická teplota prostředí dle referenčních podmínek,

T_1 je termodynamická teplota na vstupu,

p_1 je vstupní tlak,

p_2 je tlak na výstupu,

ρ_0 je hustota vzduchu dle referenčních podmínek.

V uvedených vztazích se vyskytují dva parametry: pneumatická vodivost C a kritický tlakový poměr b , které uvedená norma definuje pro popis proudění sledovaným objektem.

Norma uvádí referenční podmínky, pro které jsou uvedené rovnice platné:

termodynamická teplota $T_0 = 293,15 \text{ K}$,

tlak $p_0 = 100 \text{ kPa}$,

universální plynová konstanta $R = 288 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$,

relativní vlhkost vzduchu 65 %,

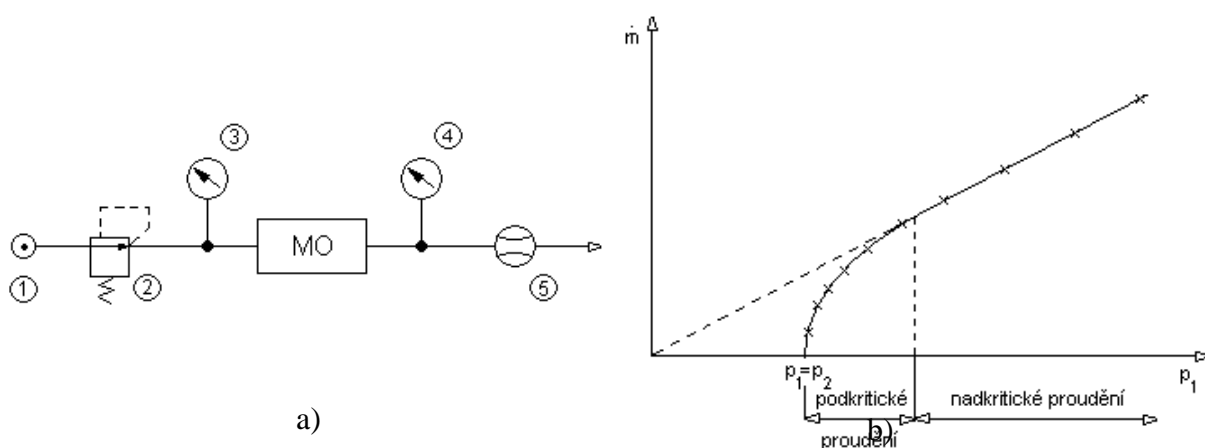
hustota vzduchu $\rho_0 = 1,185 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

V normě ISO 6358 jsou popsány dvě metody, jak lze provést měření k stanovení pneumatické vodivosti C a kritického tlakového poměru b . První metodou je *snižování výstupního tlaku*, druhou metodou je *zvyšování vstupního tlaku*. Druhá metoda je užívána v případech, kdy nelze provést snížení výstupního tlaku. V této práci byla použita metoda zvyšování vstupního tlaku právě proto, že nebylo možné provést snížení výstupního tlaku.

Pro sestavení rovnic (74) a (75) byly v normě dále vysloveny takové předpoklady, že bude uvažován ideální plyn. Izobarické a izochorické měrné tepelné kapacity jsou konstantní a probíhající děj je adiabatický. Popis průtokových vlastností proporcionálního tlakového ventilu VPPM pomocí uvedené normy zajistil možnost porovnat průtokové vlastnosti ventilu s jinými ventily, které mají v dokumentaci tyto parametry uvedené. Právě popis vlastností pneumatických prvků pomocí hodnot kritického tlakového poměru a pneumatické vodivosti se stal v oboru pneumatiky velice oblíbený. Důvodem je snadné porovnání pouze dvou parametrů. Někteří výrobci tyto parametry uvádějí v technické dokumentaci ke svým výrobkům. Technická dokumentace k proporcionálnímu tlakovému ventilu VPPM od firmy FESTO neobsahuje uvedené dvě konstanty, a proto bylo zapotřebí tyto dvě konstanty stanovit. Stanovením těchto dvou konstant se zabývají následující kapitoly.

4.1.1 Určení pneumatické vodivosti a kritického tlakového poměru zvyšováním tlaku na vstupu

K stanovení pneumatické vodivosti a kritického tlakového poměru u proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM bylo provedeno na ventilu VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1, který byl pro dané měření pořízen. Tento typ ventilu není naprosto shodný s ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1, ale měření vyžadovalo kompletní demontáž ventilu a tím by mohla být narušena další funkčnost ventilu. Tato rizika u náhradního ventilu nehrozila, protože byl vyřazen z důvodu nefunkčnosti ovládacího panelu. Dysfunkce čelního panelu neměla vliv na měření, které bylo potřeba provést. Pro samotné měření bylo nutné vyrobit přípravek, který by zajistil fixaci trysky v konstantní poloze a zachoval by funkci labyrintu. Pro tyto potřeby byla zakreslena horní část ventilu do 3D dat a následně byl měřicí přípravek vyroben na pětiosé CNC fríze, viz Příloha č. 7. Při měření průtoku byl dále využit přípravek viz Příloha č. 6 pro snímání tlaku v komorách labyrintu ventilu (pro odhalení funkce ventilu). Pro ovládání trysky ventilu bylo dále zapotřebí vyrobit hřídel, aby bylo možné s tryskou manipulovat a tím měnit otevření ventilu. Měření průtoku zvyšováním tlaku na vstupu proběhlo pro hodnotu zdvihu trysky cca 0,8 mm. Toto měření bylo provedeno jako první měření průtoku a předpokládalo se, že mechanické části jsou shodné, což bylo následně vyvráceno.

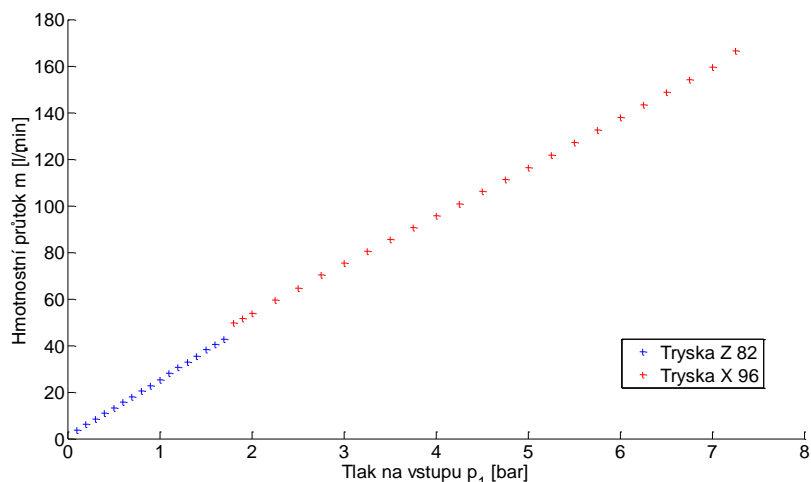


1 zdroj tlakového vzduchu, 2 redukční ventil, 3 tlakoměr, 4 tlakoměr, 5 průtokoměr

Obr. 23. Měření průtoku: a) Schéma měřicí tratě b) průtoková charakteristika

Měření pneumatické vodivosti a kritického tlakového poměru proběhlo dle normy ISO 6358 zvyšováním tlaku na vstupu, a to nejprve pomocí průtokoměru RectuTest RT02 s dvěma tryskami Z82 a X96 pro rozdílné hodnoty průtoku. Přesnost průtokoměr RectuTest RT02 je

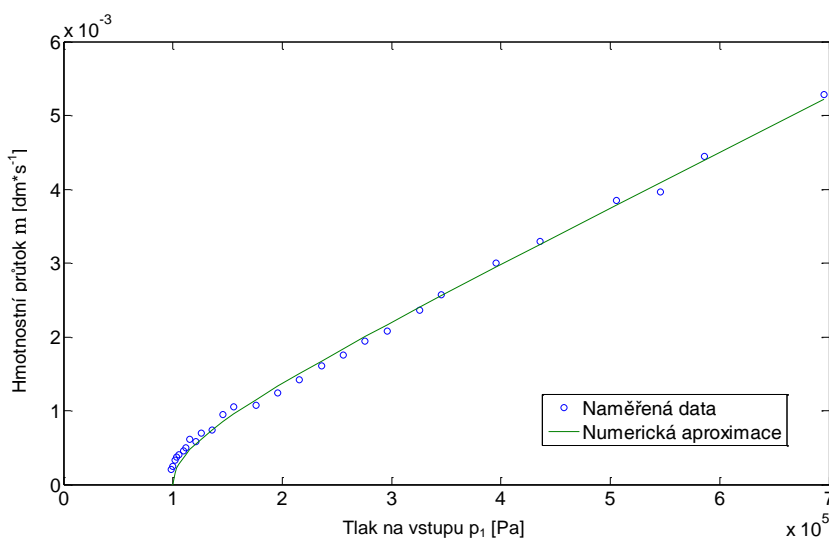
dle výrobce do 2,5 % naměřené hodnoty průtoku. Průtokoměr byl v průběhu měření připojen k stolnímu PC pomocí rozhraní RS-232, které je součástí průtokoměru. Při měření průtoku ventilem byl zvyšován tlak na vstupu a naměřená data byla shrnuta do Grafu 30.



Graf 30. Závislost průtoku ventilem na měnícím se vstupním tlaku - naměřená průtoková charakteristika pomocí RectuTest RT02

Z opakovaného měření vyplynulo, že průtokoměr, který byl k dispozici, není k danému měření vhodný. Dále se ukázalo, že dochází ke změně směrnice naměřených dat po výměně trysek, jelikož pomocí průtokoměru RectuTest RT02 s tryskou Z82 nešly malé průtoky změřit.

Po neúspěšném měření pomocí průtokoměru RectuTest RT02 bylo provedeno měření, kde byl průtok měřen pomocí rotametru.



Graf 31. Závislost průtoku ventilem na měnícím se vstupním tlaku - naměřená průtoková charakteristika pomocí rotametru

Měření pomocí rotametru přineslo pozitivní výsledek, jelikož rotametr umožňuje měnit trubice, a tím změřit i malé hodnoty průtoků, které jsou dosahovány při malých tlacích na vstupu. Právě při malých hodnotách vstupního tlaku dochází ke změně proudění z podkritické oblasti proudění na kritickou oblast proudění, jak je vidět na Obr. 23 b). Posléze, co byla naměřena závislost průtoku ventilem na měnícím se vstupním tlaku, byl v prostředí Matlab® sestaven program, který naměřenými daty proložil rovnici průtoku pro podkritické proudění (73). Tato numerická aproximace je vidět v Grafu 31, kde jí značí zelená čára. Součástí vytvořeného programu pro aproximaci naměřených dat rovnicí pro podkritické proudění (75) byl numerický výpočet pneumatické vodivosti C a kritického tlakového poměru b pomocí funkce *fminsearch*. Hodnoty vypočtených parametrů z měření jsou:

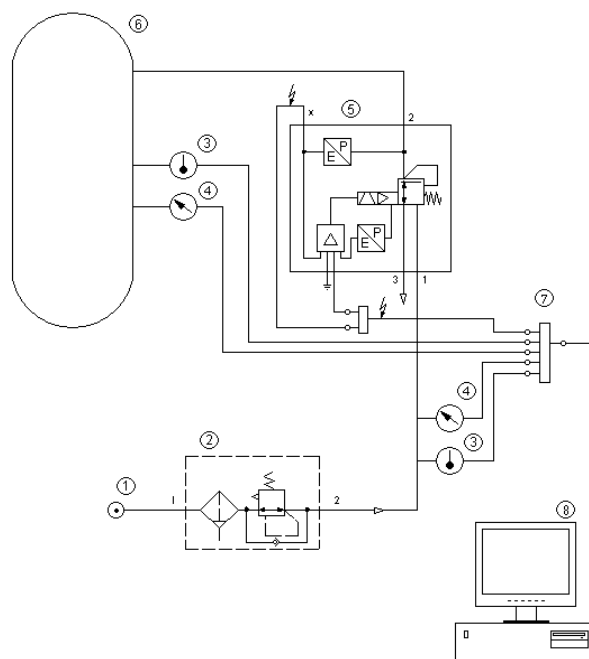
$$C = 6,329 \cdot 10^{-9} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$$

$$b = 0,1527[-]$$

Veškerá shora provedená měření a výpočty byly uskutečněny pro jeden konkrétní zdvih trysky ventilu, čímž byly určeny parametry popisující průtok ventilem pouze pro jeden konkrétní případ. Stanovení konstant pouze pro jeden zdvih trysek pro matematický model ventilu není dostačující, protože průtokové vlastnosti ventilu jsou odlišné pro různé zdvihy a kritický tlakový poměr i pneumatická vodivost nejsou konstantní. Z uvedených důvodů bylo zapotřebí nalézt metodu, která by stanovila konstanty pro co největší spektrum zdvihů. Tím lze zmapovat, jak se tyto parametry mění, aby bylo možné vytvořit co nejlepší matematický model proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM. K tomuto záměru se nabízela metoda měření průtokových vlastností pomocí zaplňování konstantního objemu, která je detailně popsána v následující kapitole.

4.1.2 Určení pneumatické vodivosti a kritického tlakového poměru zaplňováním prostoru o konstantním objemu

Zaplňování prostoru o konstantním objemu bylo druhou metodou, která byla aplikována pro stanovení pneumatické vodivosti C a kritického tlakového poměru b . Toto měření bylo provedeno ve spolupráci s Aalto University Finland (Engineering design and Production department). Pro měření byly použity dva typy proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM, a to ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1, který byl použit pro úlohu na katedře aplikované kybernetiky a ventil VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1, který je používán v laboratoři Univerzity Aalto, a to z důvodu, aby bylo možné srovnání vlastností těchto dvou ventilů.



1 centrální rozvod stlačeného vzduchu, 2 filtr AW30K – F03, 3 teploměr, 4 tlakoměr, 5 proporcionální pneumatický ventil VPPM, 6 tlaková nádoba, 7 měřicí karta, 8 stolní PC

Obr. 24. Měření průtokových charakteristik zaplňováním a odvětráváním prostoru konstantním objemu a) fotografie experimentu b) schéma zapojení

Pro zaplňování prostoru o konstantním objemu byla použita tlaková nádoba o objemu 200 [l] viz Obr. 24, aby bylo možné sledovat děj zaplňování v delším časovém intervalu. Při zaplňování této tlakové nádoby byl měřen tlak a teplota uvnitř nádoby, aby mohl být

sestrojen matematický model zaplňování konstantního prostoru a tím ověřeny hodnoty vypočtených parametrů pneumatické vodivosti C a kritického tlakového poměru b . Pro sestrojení matematického modelu bylo zapotřebí provedené měření a následná analýza dat doplnit teoretickými vztahy.

Při zaplňování prostoru o konstantním objemu byl předpokládán otevřený systém takový, pro nějž platilo $dm_1 \neq 0$, $dm_2 = 0$. Tedy změna hmotnosti uvnitř systému $dm = dm_1$. Kinetická a potencionální energie byla zanedbána a energetickou rovnicí bylo možné zapsat ve tvaru

$$dQ_T - dW_t + dm_1 \cdot h_1 - dm_2 \cdot h_2 = dH, \quad (74)$$

ze vztahu (74) vplynulo

$$dQ_T - dW_t = dH - dm_1 \cdot h. \quad (75)$$

V případě, že nebude v soustavě sdíleno žádné teplo, ani odváděna či přiváděna práce, zvýší se přírůstek vnitřní energie systému dle vztahu

$$dm \cdot h = dU = d mu = m \cdot du + u \cdot dm. \quad (76)$$

Při zaplňování prostoru o konstantním objemu je potřeba uvažovat termodynamický stav vzduchu na vstupu do systému $V_2 = \text{konst.}$ a vyjít z energetické rovnice (76), takže

$$dm \cdot h = m \cdot du + u \cdot dm \quad (77)$$

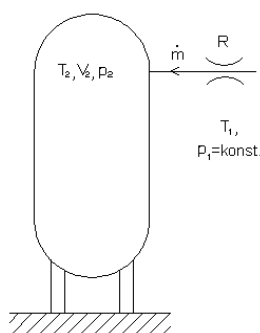
Pro ideální plyn jsou vnitřní energie a entropie pouze funkcí teploty:

$$du = c_v dT,$$

$$dh = c_p dT.$$

Uvažujeme-li vzduch jako ideální plyn, pak (77) lze zapsat ve tvaru

$$c_p T_1 dm = m c_v dT_2 + c_v T_2 dm \quad (78)$$



Obr. 25. Plnění prostoru o konstantním objemu

Po vydělení (78) c_v a s využitím znalosti že $c_p - c_v = \kappa$ obdržíme:

$$\kappa \cdot T_1 \cdot dm = m \cdot dT_2 + T_2 \cdot dm. \quad (79)$$

S využitím stavové rovnice

$$p_2 \cdot V_2 = m \cdot r \cdot T_2, \quad (80)$$

resp.

$$V_2 \cdot dp_2 = m \cdot r \cdot dT_2 + r \cdot T_2 \cdot dm, \quad (81)$$

z rovnice (79) lze vyjádřit:

$$dp_2 = \frac{\kappa \cdot r \cdot T_1}{V_2} \cdot dm \quad (82)$$

resp.

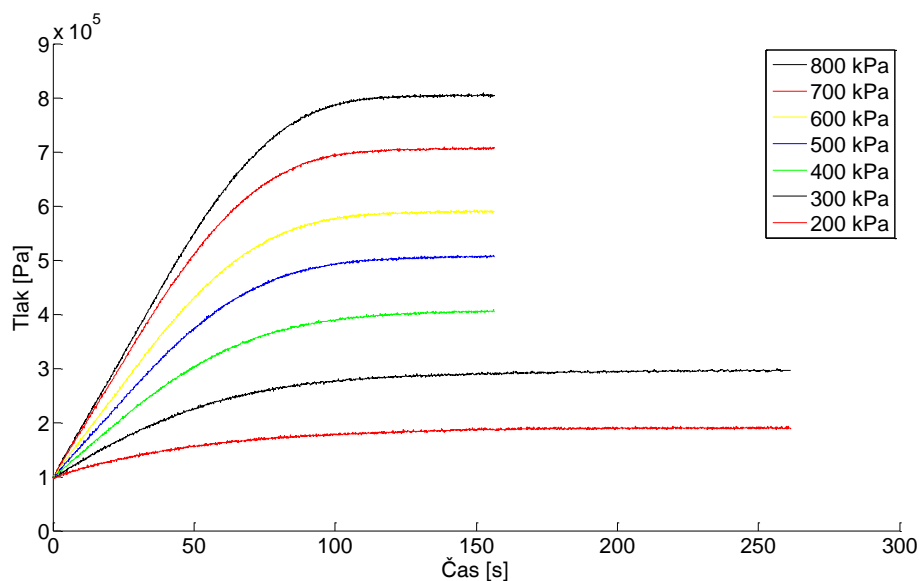
$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\kappa \cdot r \cdot T_1}{V_2} \cdot \frac{dm}{dt} \quad (83)$$

Do rovnice (83) bylo za $\frac{dm}{dt}$ dosazeno z rovnic (72) a (73) a následně byly získány rovnice popisující průběh tlaku stlačeného vzduchu uvnitř nádoby o konstantním objemu, a to jak pro podkritické, tak pro nadkritické proudění [8].

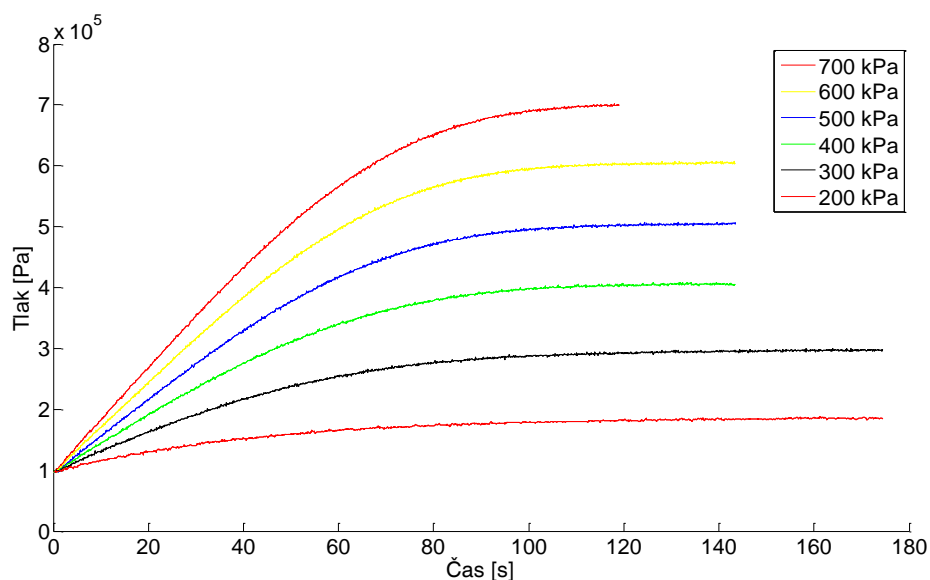
$$p_2 = \frac{\kappa r T_1}{V_2} C p_1 \rho_0 \frac{T_0}{T_1} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} \leq b \text{ nadkritické proudění} \quad (84)$$

$$p_2 = \frac{\kappa r T_1}{V_2} C p_1 \rho_0 \frac{T_0}{T_1} \sqrt{1 - \frac{p_2 - b}{1 - b}} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} > b \text{ podkritické proudění} \quad (85)$$

Tlaková nádoba byla naplňována ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 a ventilem VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1 a z měření byly pořízeny záznamy naměřených dat, které jsou vidět v Grafu 32 a Grafu 33 jako závislosti vnitřního tlaku v nádobě na čase. Experiment byl proveden tak, že na ventilu byla nastavena skoková změna tlaku na žádanou hodnotu, např. 8 barů a na ventil byl přiveden vstupní tlak o stejné hodnotě, což mělo za důsledek potlačení proporcionálních vlastností ventilu a bylo možné změřit průběh zaplňování pro jiné parametry zdvihu.



Graf 32. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, záznam z měření průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1



Graf 33. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, záznam z měření průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1

Na naměřených datech je vidět zašumění, které bylo potřeba odstranit, aby bylo možno na datech provést další analýzu, k čemuž byl užit Savitzky-Golay filtr, který je implementovaný v programu Matlab® a lze ho snadno vyvolat příkazem *sgolayfilt*. Při analýze naměřených dat byl využit Graf 32 a Graf 33. Zpočátku zaplňování tlakové nádoby mají naměřená data lineární charakter, který následně přechází do nelineární oblasti až do okamžiku dosažení žádané hodnoty. Této vlastnosti naměřených dat bylo využito při výpočtu kritického tlakového poměru b , jelikož při změně proudění z nadkritického na podkritické proudění dochází ke změně tvaru křivky naměřených dat. Zderivováním naměřených dat bylo možné získat inflexní bod a odečíst tlak uvnitř tlakové nádoby p_2 . Pomocí rovnice (86) byl určen kritický tlakový poměr b .

$$b = \frac{p_2}{p_1} \quad (86)$$

Po vypočtení kritického tlakového poměru b pro konkrétní vstupní tlak bylo možné vypočíst pneumatickou vodivost C ze vztahu (85). Opětovným výpočtem obou parametrů pro jednotlivé případy zaplňování tlakové nádoby ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 a ventilem VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1 byly sestrojeny Tab. 5 a Tab. 6, které vytvářejí souhrnný přehled o vypočtených parametrech tlakového poměru a pneumatické vodivosti.

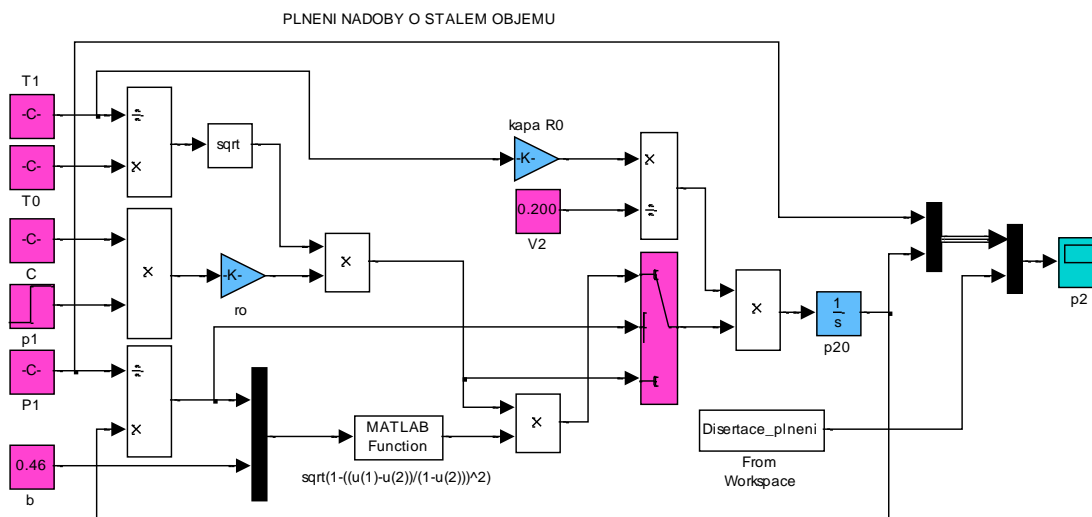
Tab. 5. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – proces zaplňování

Vstupní tlak p_1 [kPa]	kritický tlakový poměr b [-]	pneumatická vodivost $C \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$
200	0,56	0,90 e-08
300	0,41	1,30 e-08
400	0,36	1,55 e-08
500	0,40	1,62 e-08
600	0,44	1,65 e-08
700	0,45	1,65 e-08
800	0,46	1,62 e-08

Tab. 6. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1- proces zaplňování

Vstupní tlak p_1 [kPa]	kritický tlakový poměr b [–]	pneumatická vodivost $C \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$
200	0,56	1,08 e-08
300	0,41	1,43 e-08
400	0,35	1,61 e-08
500	0,37	1,68 e-08
600	0,38	1,72 e-08
700	0,33	1,73 e-08

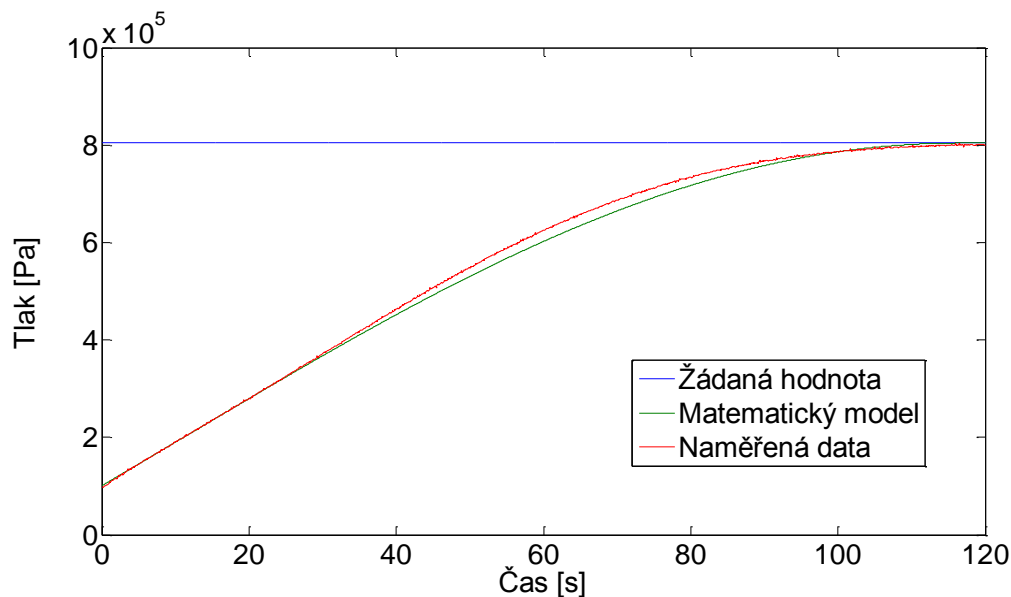
Ověření platnosti rovnic popisujících průběh tlaku stlačeného vzduchu uvnitř nádoby o konstantním objemu a porovnání těchto teoretických výsledků s provedeným měřením bylo provedeno na vytvořeném simulačním modelu v prostředí Matlab® Simulink, viz Obr 26. Uvedený simulační program byl vytvořen pomocí rovnic (84) a (85), přičemž použitý blok *MATLAB Function* obsahuje odmocninu s podílem tlaků z rovnice (86). Do blokového schématu modelu napouštění tlakové nádoby byl dále zahrnut člen *From Workspace* umožňující porovnání naměřených dat s již zmíněným matematickým modelem.



Obr. 26. Blokové schéma matematického modelu zaplňování tlakové nádoby v prostředí Simulink

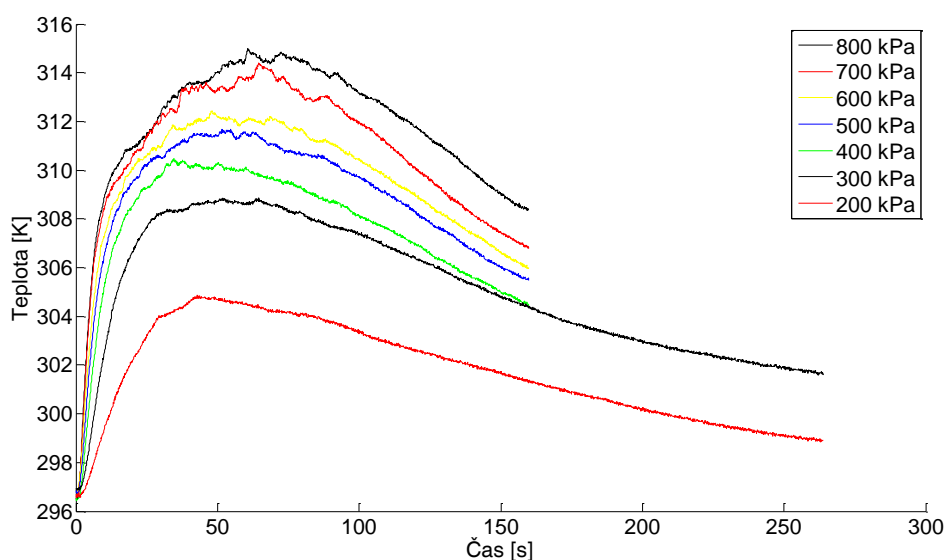
Graf 34 zobrazuje vypočtenou a naměřenou závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase v průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1. Z uvedeného grafu je patrné, že matematická simulace poskytuje velice dobrou náhradu naměřeného děje

zaplňování prostoru o konstantním objemu pomocí parametrů kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro daný typ ventilu.



Graf 34. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, simulace průběhu zaplňování

V úvodu této kapitoly bylo zmíněno, že při měření zaplňování konstantního objemu, v tomto případě tlakové nádoby, byla měřena teplota stlačeného vzduchu uvnitř tlakové nádoby, viz Graf 35. Matematický model vyjadřující změnu tlaku při zaplňování ovšem s časovou změnou teploty nepočítal, což bude důvodem nepřesností matematického modelu a naměřených dat.



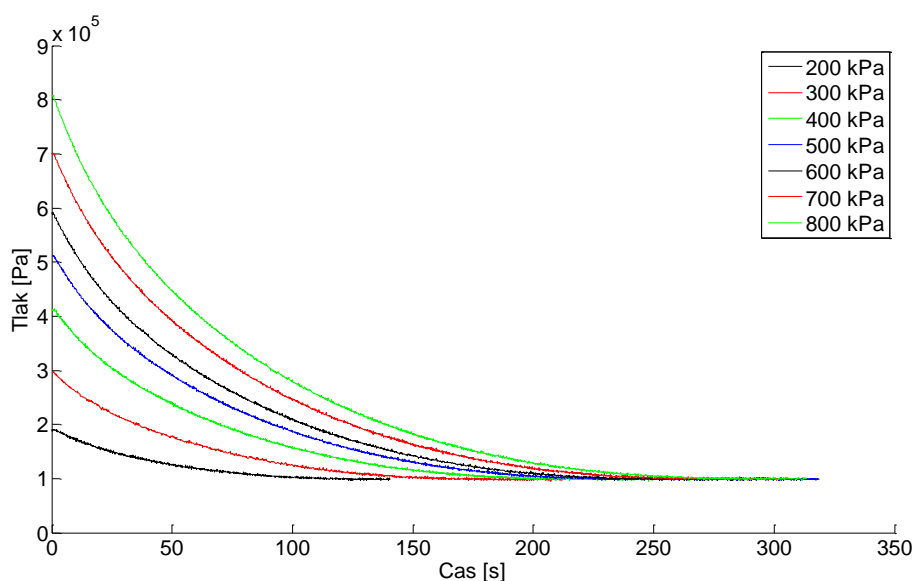
Graf 35. Závislost teploty uvnitř tlakové nádoby na čase plnění, záznam z měření průběhu zaplňování ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1

Z naměřených dat závislosti teploty uvnitř tlakové nádoby na čase plnění vyplynulo, že teoretický model počítá s izotropickým dějem. Naopak děj probíhající uvnitř tlakové nádoby by bylo vhodnější popsat pomocí polytropického děje, a to z důvodu probíhající výměny tepla mezi stlačeným vzduchem a ocelovou stěnou tlakové nádoby. Z Grafu 35 lze odečíst, že maximální teplota je dosahována přibližně v 70 sekundách od počátku procesu zaplňování. To odpovídá oblasti, ve které již došlo ke změně proudění z nadkritického na podkritické a nedochází k tak velkému nárůstu tlaku. Tím pádem i nárůst teploty v důsledku stlačování a vliv přenosu tepla mezi stlačeným plynem a stěnou nádoby začne být znatelný.

4.1.3 Odvětrávání prostoru o konstantním objemu

Vytváření matematických modelů popisujících proudění pneumatickými prvky řeší průtočnou plochu a další parametry, s kterými se lze podrobněji seznámit v literatuře [9], [17]. U proporcionálního tlakového ventilu VPPM je odlišná cesta průtoku plynu ventilem ve směru z ① do ② od cesty ve směru z ② do ③, viz Obr. 22. Tento rozdíl má za následek rozdílné hodnoty parametru kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C , což bylo důvodem popsání průtoku plynu i ve směru ② do ③, které odpovídá vypouštění pracovního prostoru pneumatického svalu do okolní atmosféry. Pro zjištění uvedených konstant

byl



proveden experiment s tlakovou nádobou, kdy natlakovaná nádoba byla odpouštěna pomocí ventilu typu VPPM a záznam z měření je vidět na Grafu 36.

Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, kterou lze vidět v Grafu 36, napomáhá vytvořit

Graf 36. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, záznam z měření průběhu odvětrávání ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1

představu o průběhu odvětrávání tlakové nádoby z rozdílných počátečních hodnot tlaku. Z uvedené závislosti je patrné, že nedochází ke změně tvaru křivky, nýbrž pouze počáteční hodnoty. Tato skutečnost byla potvrzena i následným výpočtem konstant b a C a funkční zkouškou ventilu VPPM, která ověřila danou domněnku, že při odvětrávání je ventil vždy otevřen do stejné polohy.

Výpočet konstant kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro případ odvětrávání byl proveden naprosto odlišným způsobem. Matematický model v Simulinku byl propojen s naměřenými daty a pomocí numerické funkce *fminsearch* v Matlab[®] byly dané konstanty dopočítány. Vypočítané hodnoty pneumatické vodivosti C a kritického tlakového poměru b jsou uvedeny v Tab. 7 až Tab. 9.

Při měření průtokových vlastností proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM ve směru z ② do ③ byl dále proveden experiment měření vlivu tlumiče na proudění plynu ventilem. Výsledky z měření jsou uvedeny v Tab. 7 až Tab. 9. Z experimentu je vidět, že dojde k ovlivnění výtoku plynu, avšak nedojde k ovlivnění, které by mělo zásadní vliv na průtok.

Tab. 7. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – proces odvětrávání bez tlumiče

kritický tlakový poměr	pneumatická vodivost
------------------------	----------------------

$b [-]$	$C \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$
0,1178	1,7150 e-08

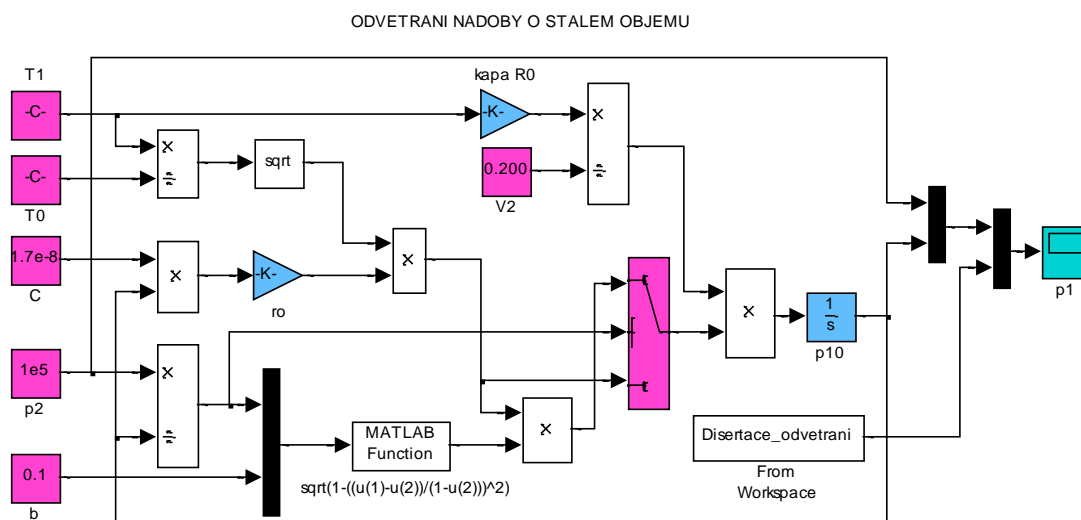
Tab. 8. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – proces odvětrávání s tlumičem

kritický tlakový poměr $b [-]$	pneumatická vodivost $C \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$
0,1017	1,5608 e-08

Tab. 9. Hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1P-S1C1 – proces odvětrávání bez tlumiče

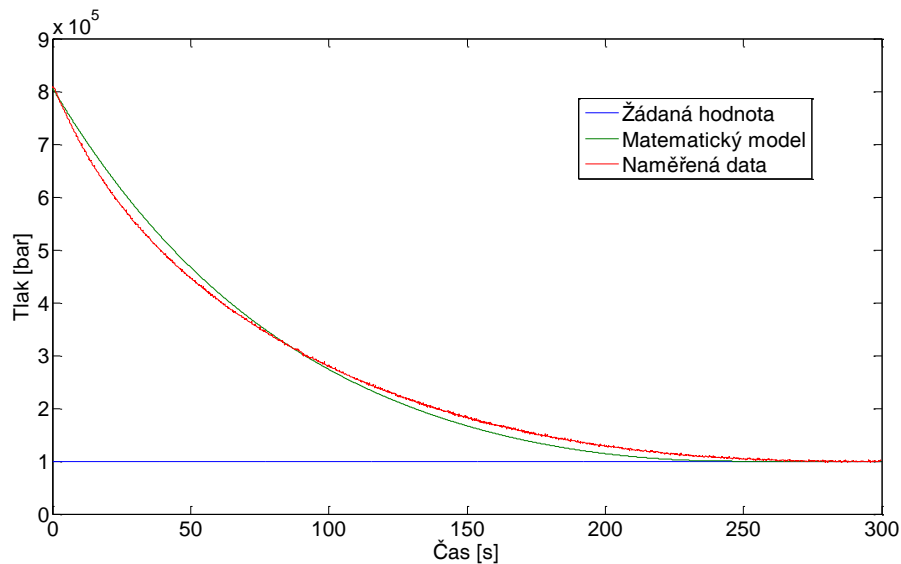
kritický tlakový poměr $b [-]$	pneumatická vodivost $C \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$
0,1153	1,5873e-08

Proces odvětrávání tlakové nádoby lze stejně jako v předchozím případě popsat matematickým modelem, který je zachycen v rovnicích (84) a (85). Z uvedených rovnic byl sestrojen matematický model odvětrávání tlakové nádoby v prostředí Matlab® Simulink, který je vidět na Obr. 27.



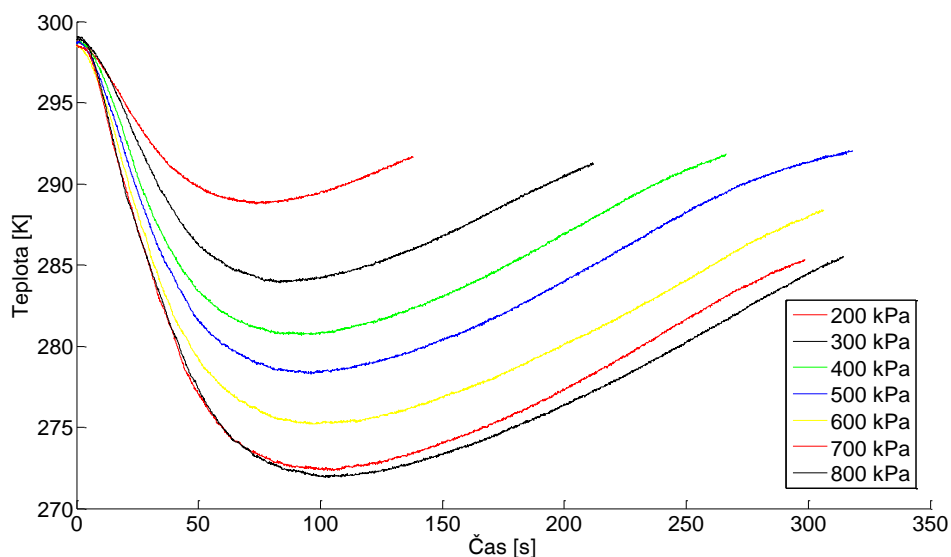
Obr. 27. Blokové schéma matematického modelu odvětrávání tlakové nádoby v prostředí Simulink

Vypočtenou a naměřenou závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase v průběhu odvětrávání ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 lze vidět v Grafu 37. Z grafu je patrné, že matematická simulace poskytuje velice dobrou náhradu naměřeného děje stejně, jako tomu bylo v předchozím případě.



Graf 37. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby na čase, simulace průběhu odvětrávání

Stejně jak tomu bylo v předchozím měření, tak i zde při určování průtokových parametrů kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C při odvětrávání tlakové nádoby pneumatickým redukčním ventilem VPPM ve směru z ② do ③ byla měřena teplota uvnitř tlakové nádoby, viz Graf 38. V grafu je vidět, že dojde při vypouštění k poklesu teploty až o 30 K, což je pro stlačený plyn velký rozdíl teplot. Avšak v našem modelu byla uvažována konstantní teplota.



Graf 38. Závislost teploty uvnitř tlakové nádoby v čase při vypouštění nádrže, záznam z měření průběhu odvětrávání ventilem VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1

K oběma vytvořeným matematickým modelům proudění ventilem, jak pro případ plnění pracovního prostoru, tzn. průtok plynu ventilem ve směru z ① do ②, tak pro případ odvětrávání pracovního prostoru ve směru ② do ③, kterými byla ověřena platnost vypočtených parametrů kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C . K jejich stanovení a k případným nepřesnostem při výpočtu je nutno dodat, že *chyba obnáší u ventilu, při např. hrubě mylném odhadu parametru b (tedy např. 0,4 namísto 0,2), kolem 14% objemového průtoku*⁷. Vzhledem k uvedenému tvrzení a porovnání matematického modelu s naměřenými daty lze říci, že dosažené výsledky při určování kritického tlakového poměru

⁷ Nevrlý, J.: Úvod do modelování pneumatických systémů. Česká strojnická společnost, Ústřední odborná sekce Hydraulika a pneumatika. 2003, Praha 1. Vydání – náklad 40 výtisků, str. 79, ISBN 80-02-01549-5.

b a pneumatické vodivosti C vyhovují požadavkům matematického modelu proporcionálního tlakového ventilu VPPM.

4.2 Rozměrová analýza jednotlivých součástí ventilu

V kapitole 4.1.1 bylo uvedeno, že měření průtoku respektive stanovení průtokových parametrů kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C bylo provedeno pro jeden konkrétní případ zdvihu. Ovšem pro vytvoření matematického modelu proporcionálního tlakového ventilu VPPM bylo zapotřebí, aby byly tyto dva parametry vyjádřeny jako funkce zdvihu trysky ventilu. K zjištění přesného zdvihu trysky ventilu byla provedena kompletní rozměrová analýza jednotlivých součástí ventilu, aby bylo možné potvrdit či vyvrátit prvotní měření zdvihu trysky ventilu posuvným měřidlem.

Při kompletní rozměrové analýze jednotlivých součástí byla každá součástka změřena na konturoměru od firmy Carl Zeiss. Následně z naměřených dat, která jsou v Příloze č. 1, byl vytvořen 3D model, z kterého byl zdvih trysky odečten. Při měření rozměrů součástí pomocí konturoměru nebylo možné změřit celou konturu každé ze součástí pouze pomocí jednoho měření. Výsledný obrys každé součásti bylo nutné složit z několika měření a do Přílohy č.1 byly vloženy pouze některá měření, aby bylo prokazatelné, že k rozměrové analýze ventilu opravdu došlo.

Zdvih ventilu naměřený posuvným měřidlem: $h_{tr} = 2,750 [mm]$.

Zdvih ventilu získaný pomocí 3D modelu: $h_{tr} = 0,952 [mm]$.

Z uvedených výsledků z měření zdvihu ventilu pomocí posuvného měřidla a pomocí 3D modelu je vidět, že pokud by nebyla provedena důkladná rozměrová analýza ventilu, tak by došlo k vnesení velké chyby do matematického modelu ventilu.

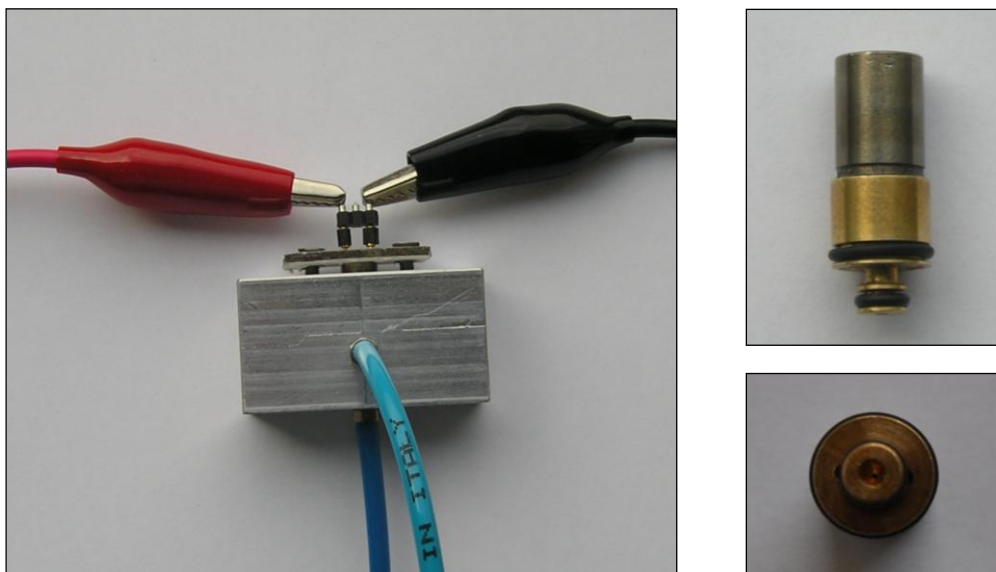
Dále bylo možné při rozměrové analýze ventilu odměřit stlačení horní a dolní pružiny ventilu v nulové poloze, což posloužilo k tvorbě pohybových rovnic.

4.3 Vlastnosti jednotlivých součástí ventilu

Funkci proporcionálního tlakového ventilu VPPM ovlivňují vlastnosti jednotlivých součástí, z kterých se ventil skládá jako např. tuhost pružin, vlastnosti pryže membrány ventilu, ovládací mikroventily a tlakoměry, pomocí kterých je vytvořena zpětná vazba ventilu. Pro matematické modelování ventilu bylo nezbytné popsat vlastnosti uvedených součástí.

4.3.1 Funkce mikroventilu

V předchozích kapitolách bylo řečeno, že zkoumaný ventil je ovládán pomocí dvou mikroventilů. Tyto mikroventily byly v Obr. 22 znázorněny pomocí šipek **A** a **B**, respektive pomocí šipek byl znázorněn průtok plynu danými ventily. Jeden z mikroventilů lze vidět na Obr. 28 vpravo.



Obr. 28. Fotografie mikroventilu (vpravo) a jeho kalibrace (vlevo)

Mikroventil z Obr. 28 je v proporcionálním redukčním tlakovém ventilu VPPM připojen na plošný obvod s mikroprocesorem, který řídí chování daného ventilu a tím ovládá celý ventil. Pro popis vlastností mikroventilu bylo zapotřebí provést ověření jeho funkce. Pro experiment byl vyroben přípravek z Al slitiny, ve kterém byl mikroventil fixován. Vyrobený přípravek byl doplněn o dvě příruby. Příruba, která je orientována k ventilu zboku (na Obr. 28 vlevo

hovoříme o hadici shora) přiváděla k mikroventilu stlačený vzduch. Druhou přírubou byl ventil připojen na tlakoměr. Pomocí tlakoměru DMP 331 byl odečítán výstupní tlak za ventilem. Při provádění experimentu, jenž měl ověřit funkci ventilu, bylo zjištěno, že daný mikroventil spíná na elektrické pulsy o napětí 5 V. Toto zjištění objasnilo zvukový projev, který doprovází přenastavování ventilu na žádanou hodnotu, jelikož se jedná o ventil typu ON / OFF.

4.3.2 Charakteristiky vnitřních tlakoměrů

Pro funkci proporcionálního redukčního tlakového ventilu je nezbytná zpětná vazba řízené veličiny. Jelikož je v tomto případě použit tlakový proporcionální ventil, jedná o tlak vzduchu na výstupu. Informaci o aktuální hodnotě tlaku vzduchu na výstupu zajišťují dva tlakoměry, tzv. „horní“ a „dolní“ tlakoměr. U vnitřních tlakoměrů vyvstala otázka, zdali jsou oba tlakoměry stejné. Pro změření charakteristiky obou tlakoměrů byl na vstup připojen zdroj stlačeného vzduchu a pomocí přiletovaných vodičů byl měřen úbytek napětí na tlakoměru, viz Obr. 29. Z naměřených hodnot úbytku napětí horního a dolního tlakoměru, které jsou uvedeny v Tab. 10, byl sestrojen graf závislosti vstupního tlaku do tlakoměru na naměřeném úbytku napětí, viz Graf 39.

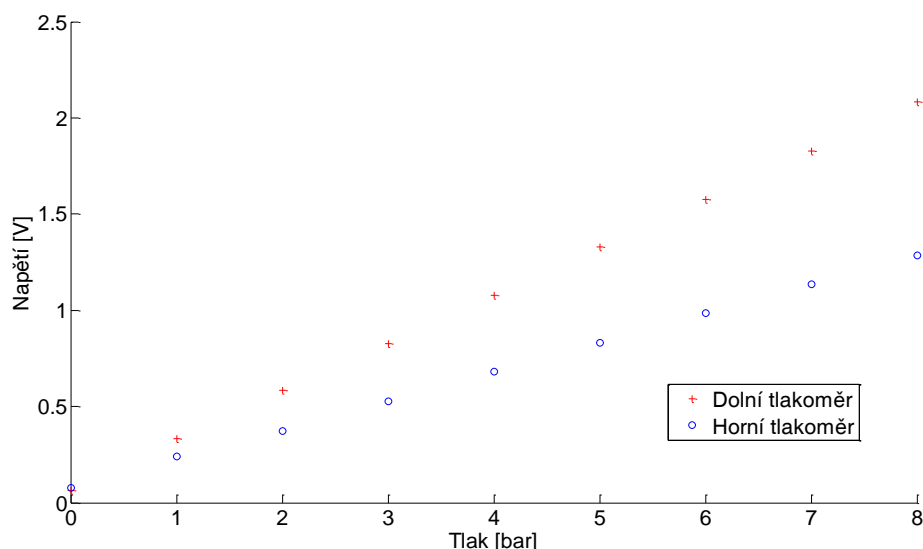


Tab. 10. Naměřené hodnoty při kalibraci horního a dolního tlakoměru

Vstupní tlak [bar]	Napětí horní U[V]	Napětí dolní U[V]
0	0,0753	0,0638
1	0,2397	0,3314
2	0,3744	0,5830
3	0,5256	0,8267
4	0,6810	1,0773
5	0,8321	1,3281
6	0,9839	1,5784
7	1,1347	1,8276
8	1,2852	2,0827

Obr. 29. Fotografie kalibrace tlakoměrů

Z Grafu 39 je patrné, že oba tlakoměry mají lineární charakteristiku, též je patrná odlišnost obou tlakoměrů, která má vliv na funkci ventilu.



Graf 39. Závislost napětí na tlaku vstupujícím do tlakoměru

4.3.3 Měření tuhosti pružin ventilu

Tuhost pružin je jedním z faktorů, který zásadním způsobem ovlivňuje vlastnosti mechanismu pneumatického ventilu. Pro stanovení tuhosti horní a dolní pružiny bylo provedeno měření. Nejprve byly tuhosti pružin stanoveny pomocí měření stlačení pružiny závažím a velikost stlačení byla odečítána posuvným měřidlem. Při následném zpřesňování měřicí metody pomocí trhacího stroje byla opět pružina stlačována a stlačení bylo odečítáno automaticky díky polohovému senzoru trhačky, viz Příloha č. 2. K výpočtu tuhosti pružiny byl použit následující vztah (87), v kterém je tuhost tlačné pružiny k definována jako podíl zatěžující síly a rozdílu délek před a po stlačení.

$$k = \frac{F_{zat}}{\Delta l}, \quad (87)$$

kde

F_{zat} je zatěžující síla,

Δl je změna délky.

Při zpřesňování měřicí metody byl zjištěn rozdíl mezi metodami až 30 %, který je dán nepřesností první metody. V následujících tabulkách Tab. 11 až Tab. 13 jsou sumarizovány rozměry pružin a naměřené hodnoty stlačení odpovídající zatěžující síle.

Tab. 11. Rozměry pružin

	Horní pružina	Dolní pružina
Volná délka pružiny l_{10} [mm]	19,30	11,60
Stlačení v nulové poloze l_{20} [mm]	9,76	2,35

Tab. 12. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot při stanovování tuhosti horní pružiny trhacím strojem

Stlačení Δl [m]	Zatěžující síla F [N]	Tuhost pružiny k_1 [N · m ⁻¹]
0,010	7,698	769,8
0,009	6,916	768,4
0,008	6,104	763,0
0,007	5,309	758,4
0,006	4,527	754,5
0,005	3,783	756,6
0,004	3,067	766,7
0,003	2,290	763,3
0,002	1,610	805,0
		767,3

Tab. 13. Tabulka naměřených a vypočtených hodnot při stanovování tuhosti dolní pružiny trhacím strojem

Stlačení Δl [m]	Zatěžující síla F [N]	Tuhost pružiny k_2 [N · m ⁻¹]
0,001	5,024	5024,0
0,002	10,537	5268,5
0,003	16,110	5370,0
0,004	21,649	5412,3
0,005	26,637	5327,4
		5280,4

V Tab. 12 a Tab. 13 jsou uvedeny hodnoty tuhostí pružin odpovídající konkrétním zatěžujícím silám a v šedé části tabulek jsou zvýrazněny průměrné hodnoty tuhosti pro danou pružinu.

4.3.4 Hmotnosti jednotlivých komponent ventilu

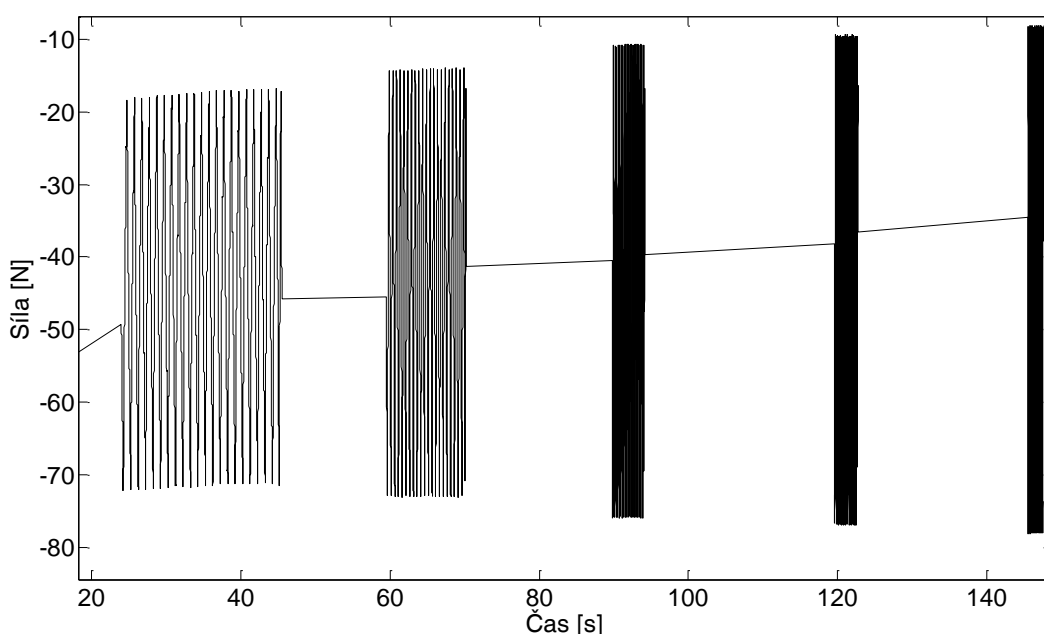
Dalším bodem analýzy proporcionálního pneumatického tlakového ventilu VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 od firmy FESTO bylo změření hmotnosti jednotlivých komponent vstupujících do pohybové rovnice. Pro vytvoření snadného přehledu o hmotnostech jednotlivých součástek byla vytvořena Tab. 14, v které jsou jednotlivé součástky očíslovány v souladu s Obr. 22.

Tab. 14. Hmotnosti jednotlivých pohyblivých součástek ventilu

Číslo součástky	Název součástky	Hmotnost součástky [g]
1	tělo ventilu	neměřeno
2	horní pevné sedlo ventilu	neměřeno
3	dolní pevné sedlo ventilu	neměřeno
4	sedlo ventilu	7,585
5	tryska	9,602
6	dolní kruhová deska membrány	1,841
7	horní kruhová deska membrány	1,831
8	membrána z pryže	0,586
9	šroub	1,273
10	horní pružina	0,500
11	dolní pružina	1,141

4.3.5 Analýza membrány ventilu

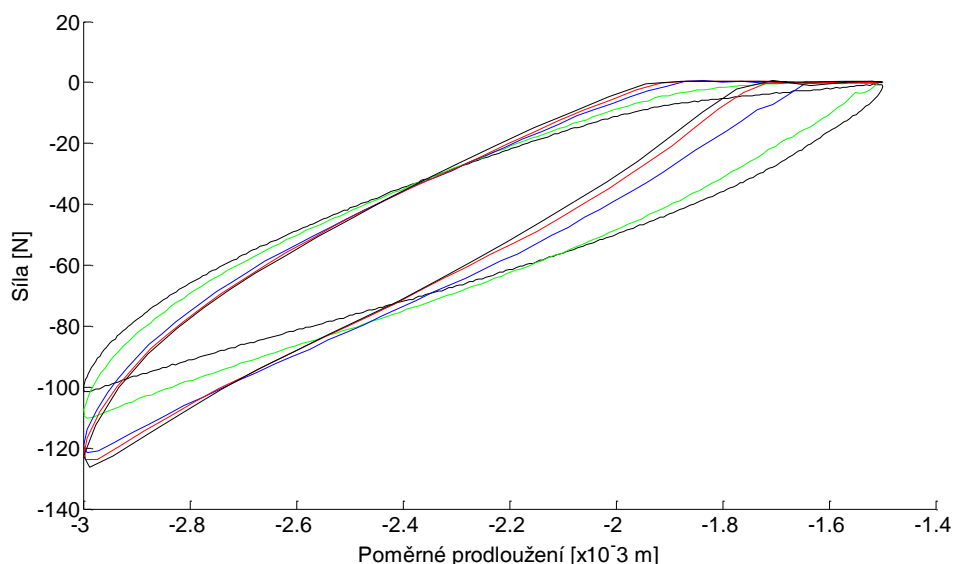
Při analýze ventilu bylo zapotřebí provést analýzu jeho membrány, jelikož při pohybu trysky klade membrána odpor proti pohybu trysky a tak ovlivňuje vlastnosti ventilu. Pro analýzu vlastností pryže membrány bylo zapotřebí vytvořit přípravek, který simuloval fixaci pryžové membrány v těle ventilu, viz Příloha č. 11. Měření vlastností pryže proběhlo na speciálním trhacím stroji Instron E3000, kdy byla pryž zatěžována měnící se silou s definovanou střední hodnotou zatěžování, amplitudou a frekvencí. V Graf 40 je znázorněn záznam z měření závislosti zatěžující síly membrány ventilu v čase pro různé frekvence, aby bylo zachyceno chování pryže při zatížení.



Graf 40. Závislost zatěžující síly membrány ventilu v čase – záznam z měření; střední hodnota zatěžování $F_{str} = 50$ [N], amplituda $A = 1,5$ [mm], frekvence $f = 1, 2, 5, 7$ a 10 [Hz]

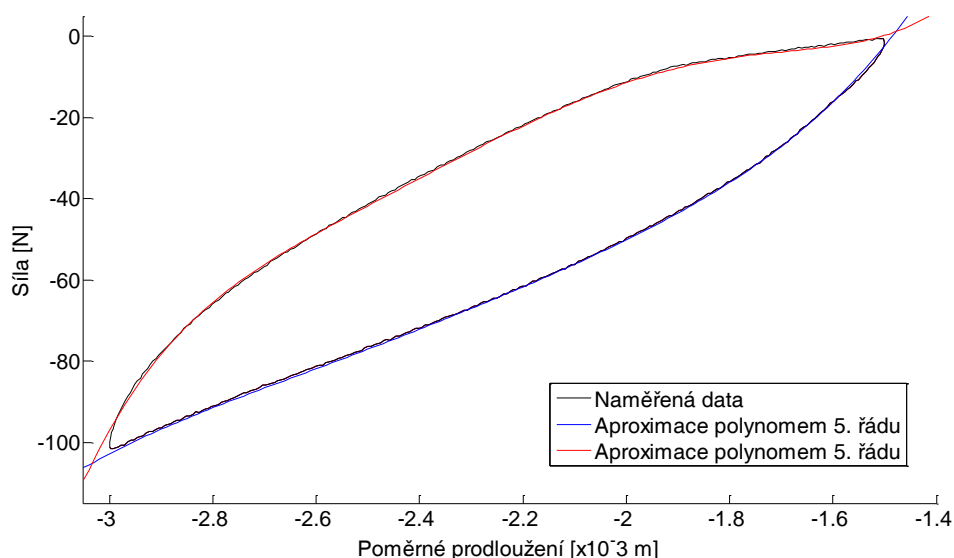
Z měření vlastností pryže membrány ventilu a následně sestrojeného Grafu 40 cyklického zatěžování bylo možné sestavit grafy závislosti zatěžující síly na poměrném prodloužení pro dané frekvence zatěžující síly, viz Graf 41. Na tomto grafu závislosti zatěžující síly na poměrném prodloužení je vidět důsledek změny frekvence zatěžující síly. Při nižších frekvencích má naměřená smyčka více zploštělý tvar a při zvyšování frekvence postupně dochází k jejímu napřimování a tím zvyšování velikosti rozsahu síly.

Z Grafu 41 byl vybrán jeden cyklus dynamického zatěžování pryže, na kterém byla provedena matematická aproximace naměřených dat polynomem, aby bylo možné provést snadné zanesení mechanických vlastností pryže do pohybových rovnic matematického modelu ventilu, viz Graf 42.



Graf 41. Závislost síly na poměrném prodloužení membrány ventilu

Aproximace naměřených dat v Grafu 42 byla provedena polynomem 5. řádu. Z uvedeného grafu je patrné, že aproximovaná data velice dobře přimykají naměřeným datům pouze v horní a dolní části aproximace, kde je patrná nepatrná odlehlost, která byla zanedbána.



Graf 42. Závislost síly na poměrném prodloužení membrány ventilu – matematická aproximace

Níže jsou uvedeny polynomy použité pro aproximaci naměřených dat v závislosti síly na poměrném prodloužení membrány ventilu. Červené aproximační křivce odpovídá rovnice (88), modré křivce odpovídá rovnice (91):

$$y_1 \ x = g_1 x^5 + g_2 x^4 + g_3 x^3 + g_4 x^2 + g_5 x + g_6, \quad (88)$$

$$y_2 \ x = h_1 x^5 + h_2 x^4 + h_3 x^3 + h_4 x^2 + h_5 x + h_6. \quad (89)$$

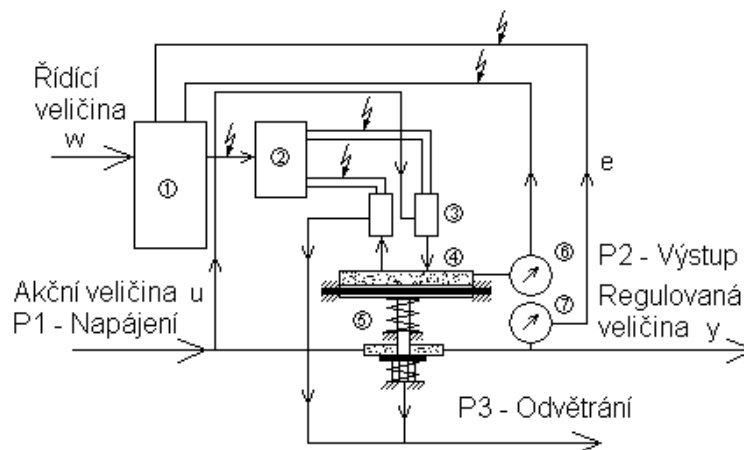
Hodnoty konstant aproximačních polynomů jsou uvedeny v Příloha č. 5. Z provedené aproximace je patrné, že navržené polynomy velmi dobře přimykají k naměřeným datům a jediná odchylka od smyčky zatěžování je v jejich vrcholech. Tato odchylka aproximačních polynomů byla vzhledem k její velikosti zanedbána.

4.4 Dynamické vlastnosti ventilu

V předchozích kapitolách byla provedena důkladná analýza průtoku plynu ventilem, rozměrová analýza jednotlivých součástí ventilu, funkce mikroventilu, měření tuhosti pružin, analýza mechanických vlastností pryže membrány ventilu atd. Všechny shora vyjmenované analýzy byly provedeny, aby vytvořený matematický model pneumatického proporcionálního tlakového ventilu VPPM byl co nejpřesnější. V této kapitole je popsána analýza dynamických vlastností ventilu, která musela být provedena, aby vytvořený model zachycoval jak statické, tak dynamické vlastnosti ventilu.

Na začátku dynamické analýzy ventilu bylo zapotřebí vytvořit schéma ventilu, které by vystihlo, jakým způsobem jsou jednotlivé informace ventilu předávány od uživatele (řídící veličiny w) a jakým způsobem je tato informace uvnitř ventilu zpracovávána. Z vytvořeného schématu vyplynulo, že je pro popis dynamických vlastností ventilu nezbytné určit přenos soustavy ventilu. V tomto případě určení přenosu soustavy obnášelo změřit odezvu systému (tlaku P_2 na výstupu) na změnu vstupního signálu (řídící veličiny w).

Pro měření dynamických vlastností ventilu byla provedena úprava ventilu VPPM. V prvním kroku byl do stěny ventilu vyvrtán malý otvor (o průměru 1,5 mm), pomocí kterého bylo možné měřit tlakoměrem SMC PSE530-M5-L tlak nad pryžovou membránou.



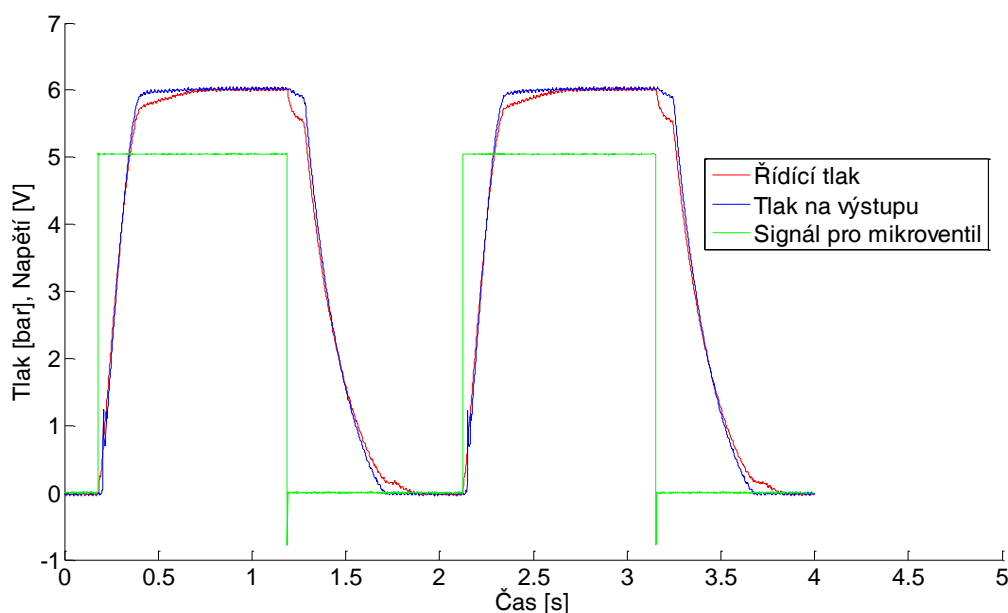
1 hlavní ovládací procesor, 2 ovládací procesor řídicích ventilů, 3 řídicí ventily, 4 prostor s řídicím tlakem, 5 přepouštěcí prostor, 6 tlakoměr řídicího prostoru, 7 výstupní tlakoměr

Obr. 30. Scéma regulované soustavy ventilu VPPM

Dále byl připojen stejný tlakoměr přímo na výstup ventilu, čímž bylo možné změřit průběh zaplnění minimálního prostoru za ventilem. Byla tak získána informace přímo o chování ventilu. Tím, že byl tlakoměr na výstupu připojen přímo na ventil, byl minimalizován vliv rozpínání plynu a dalších termodynamických dějů. V Obr. 30 byla znázorněna řídící veličina w , akční veličina u , regulovaná veličina y a zpětná vazba ventilu e , která je dána rovnicí

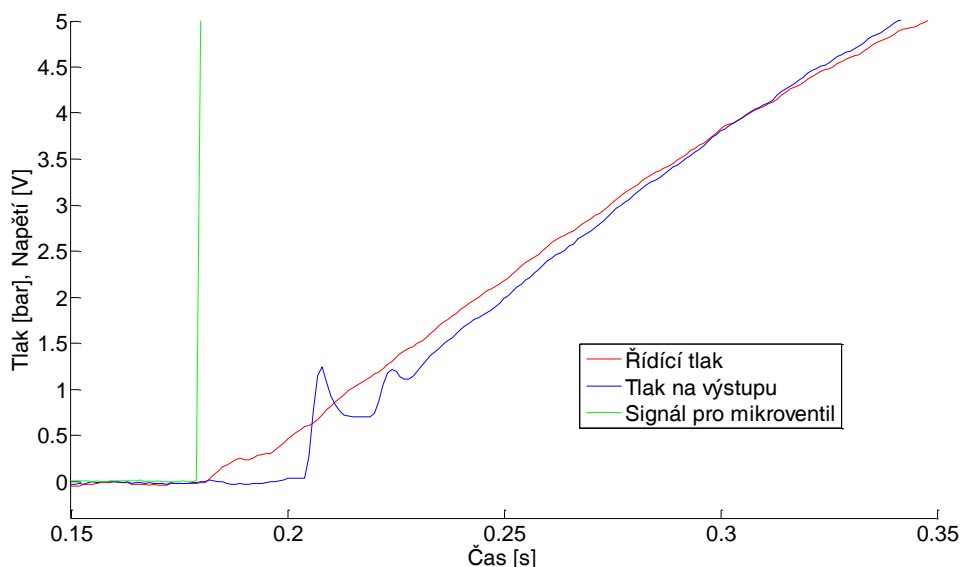
$$e = w - y. \quad (90)$$

Z měření přechodové charakteristiky systému, které bylo provedeno ve Finsku na Univerzitě Aalto, viz Graf 43, jsou vidět dva cykly sepnutí ventilu. Při sepnutí ventilu dojde k postupnému zaplnění prostoru nad membránou ventilu stlačeným plynem, viz červená křivka. V důsledku vzniklého přetlaku nad membránou dojde k posunu trysky a následně k zaplnění malého prostoru za ventilem, viz modrá křivka v Grafu 43. Impulsy pro plnění a odvětrání prostoru nad membránou a tím i řízení tlaku na výstupu jsou znázorněny zelenou skokově měnící se funkcí. Na naměřených datech je patrné, že při měření se projevil vliv mechanické části a vliv proudění plynu labyrintem ventilu. Vliv proudění plynu ventilem je patrný z Grafu 43, když řídící tlak (**červená křivka**) přechází na žádanou hodnotu, dojde k jeho zpoždění a zploštění tvaru naměřených dat. Pro hlubší rozbor naměřených dat byly vytvořeny dva grafy zaměřené speciálně na začátek přechodové charakteristiky. Prvním grafem je detail začátku zaplňování prostoru nad membránou a zaplňování pracovního prostoru, viz Graf 44.



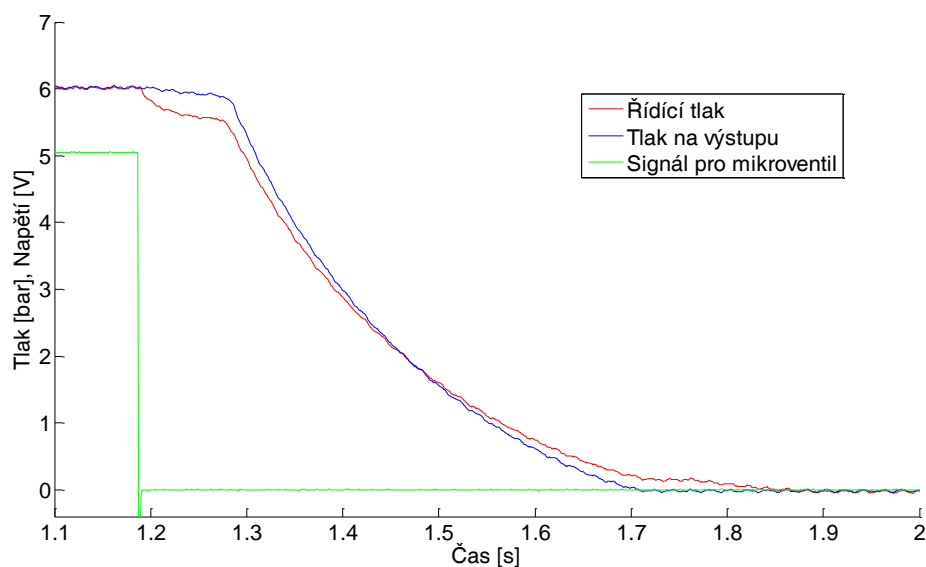
Graf 43. Závislost řídícího a výstupního tlaku v čase se znázorněním závislosti napěťového impulsu pro plnění a odvětrávání v čase ventilem VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1 – naměřená data.

Druhý detailní graf je zaměřen na změnu řídicího signálu odpovídajícímu případu, kdy dochází k odvětrávání pracovního prostoru, viz Graf 45.



Graf 44. Detail začátku přechodové charakteristiky ventilu VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1 – naměřená data.

V Grafu 44 je znázorněn detail začátku naměřené přechodové charakteristiky řídicího tlaku a tlaku na výstupu. U obou charakteristik si lze povšimnout, že dochází k dopravnímu zpoždění, přičemž u křivky tlaku na výstupu je vidět dosti výrazný skok na začátku, který je důsledkem mechanismu ventilu (vliv suchého tření a dynamických vlastností sedla ventilu a pružin).



Graf 45. Detail začátku přechodové charakteristiky ventilu – naměřená data.

Při změně řídicího signálu odpovídajícímu případu, kdy dochází k odvětrávání pracovního prostoru, viz Graf 45, došlo k velmi výrazné prodlevě, než se řídicí ON / OFF ventil naplno otevřel. Další zajímavou částí naměřených dat je oblast, kde řídicí tlak a tlak na výstupu konvergují na požadovanou hodnotu. V této části grafu se opět u změřeného řídicího tlaku projevil vliv proudění plynu v labyrintu ventilu. Části grafu ovlivněné prouděním stlačeného plynu labyrintem ventilu byly zanedbány a v grafech jsou relativní hodnoty tlaku. Součástí analýzy naměřených dat bylo odečtení hodnot dopravních zpoždění z uvedených grafů a hodnoty byly shrnuty do Tab. 15.

Tab. 15. Hodnoty dopravního zpoždění T_d

Dopravní zpoždění T_d	Napouštění	Odvětrávání
Řídicí tlak	3e-03 [s]	88e-03 [s]
Tlak na výstupu	25e-03 [s]	98e-03 [s]

Pro vyhodnocení přechodové charakteristiky proporcionálního pneumatického tlakového ventilu VPPM byla zvolena *metoda prof. Strejce, kterou lze s dobrými výsledky aproximovat dynamické systémy stabilní statické a druhého a vyššího řádu s minimální fází bez kmitavých složek (bez vlastních frekvencí)*.⁸ Pro aproximaci přechodové charakteristiky ventilu bylo nutné naměřená data zbavit šumu, k čemuž byl použit příkaz *convn* v programu MATLAB®, v kterém byl pro analýzu dat vytvořen speciální program. Metoda prof. Strejce byla provedena dle literatury [62], [33] a jednotlivé tabulky, v kterých byly dohledány časové konstanty potřebné pro určení aproximačního přenosu, byly převzaty z tohoto literárního zdroje.

Přechodová charakteristika ventilu má dopravní zpoždění, proto bylo nutné uvažovat aproximační přenosy ve tvaru:

$$F_a(s) = \frac{K}{T_s + 1} \cdot e^{-T_d s} \quad \text{pro } \tau_u > 0,104, \quad (91)$$

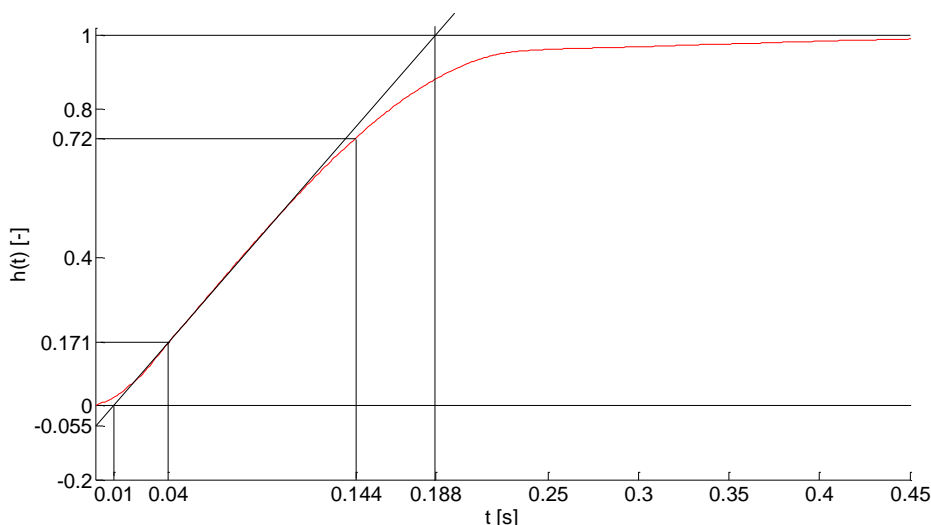
$$F_a(s) = \frac{K}{T_1 s + 1} \cdot e^{-T_d s} \quad \text{pro } \tau_u < 0,104, \quad (92)$$

kde

T_d je dopravní zpoždění.

⁸ Janeček, J.: Aproximace přechodových charakteristik metodou prof. Strejce. Katedra řídicí techniky, 2000, [online]. [cit. 25. 5. 2012]. Dostupné na internetu: <<http://www.mti.tul.cz/files/zky/Strejce.pdf>>

Měřítka, přechodové charakteristiky řídicího tlaku na vstupním napětí zbavené šumu, bylo upraveno tak, aby ustálená hodnota průběhu odpovídala jedné, viz Graf 46, do kterého byla zakreslena tečna v inflexním bodu.



Graf 46. Přechodová charakteristika ventilu s vyznačenými časovými konstantami pro aproximaci metodou prof. Strejce - naměřená data na ventilu VPPM-6L-L1-G18-0L6H-V1P-S1C1.

V dalším kroku bylo určeno statické zesílení K , které bylo určeno jako podíl ustálených hodnot vybuzeného a budícího signálu z rovnice:

$$K = \frac{y_{\infty} - y_0}{u_{\infty} - u_0} = \frac{\Delta y}{\Delta u}, \quad (93)$$

kde

Δy je skutečný rozdíl fyzikální veličiny na výstupu dynamického systému
 $\Delta y = y_{\infty} - y_0$,

Δu je velikost realizovaného skoku skutečné fyzikální veličiny na vstupu systému, při kterém byla reakce měřena $\Delta u = u_{\infty} - u_0$.

Dosazením do rovnice (95) bylo statické zesílení vypočteno jako $K = 1,2$. Pomocí nakreslené tečny v Grafu 46 byl odečten parametr $\tau_u \approx 0,055$, který lze určit i z doby průtahu $T_u = 0,01$ [s] a doby náběhu $T_n = 0,171$ [s] pomocí rovnice:

$$\tau_u = T_u - T_n, \quad (94)$$

po dosazení a výpočtu

$$\tau_u = 0,0585. \quad (95)$$

Jelikož je $\tau_u < 0,104$, byl zvolen aproximační přenos druhého řádu se dvěma časovými konstantami a dopravním zpožděním

$$F_a(s) = \frac{K}{T_1s + 1} \frac{1}{T_2s + 1} \cdot e^{-T_d s}. \quad (96)$$

Pro pořadnici průběhu rovnou hodnotě 0,72 byla odečtena hodnota souřadnice $t_1 = 0,144$ a dosazením do rovnice (97) byl vypočten součet časových konstant T_1 a T_2 :

$$T_1 + T_2 = t_1 \cdot 1,2564, \quad (97)$$

$$T_1 + T_2 = 0,144 \cdot 1,2564, \quad (98)$$

$$T_1 + T_2 = 0,114613. \quad (99)$$

Časový úsek t_2 byl vypočten z rovnice:

$$t_2 = 0,3574 \cdot (T_1 + T_2) = 0,2845 \cdot t_1, \quad (100)$$

do které byla dosazena hodnota souřadnice $t_1 = 0,144$

$$t_2 = 0,2845 \cdot t_1, \quad (101)$$

$$t_2 = 0,040684. \quad (102)$$

Z Graf 46 byla následně odečtena pořadnice y $t_2 = 0,171$, které odpovídá hodnota τ_2 , která byla určena z literatury [62]:

$$\tau_2 = T_2 + T_1, \quad (103)$$

$$\tau_2 = 0,5378 = \tau_{21}. \quad (104)$$

Hodnotu τ_2 lze stanovit ještě jiným způsobem dle [62] a to hodnotě $\tau_u = 0,055$ hodnotu τ_2 . Jelikož nebylo možné přesně stanovit hodnotu τ_2 bylo zapotřebí interpolací stanovit přesnější odhad $\tau_u = 0,055$ leží mezi $0,05$ $\tau_2 = 0,10$ a $0,062$ $\tau_2 = 0,15$

$$\tau_2 = 0,1 + \frac{0,15 - 0,1 \cdot 0,055 - 0,05}{0,062 - 0,05} = 0,12083 = \tau_{22}. \quad (105)$$

Protože se $\tau_{21} = 0,5378$ a $\tau_{22} = 0,12083$ dosti liší bylo zapotřebí určit jejich vážený průměr dle rovnice:

$$\tau_2 = 2 \cdot \tau_{21} + \tau_{22} \quad 3, \quad (106)$$

po dosazení

$$\tau_2 = 2 \cdot 0,5378 + 0,12083 \quad 3, \quad (107)$$

$$\tau_2 = 0,398811, \quad (108)$$

Pomocí rovnic $T_1 + T_2 = 0,114613$ a $\tau_2 = T_2$ $T_1 = 0,398811$, bylo možné vypočítat hodnoty hledaných časových konstant:

$$T_1 = 0,114613 \quad 1 + 0,398811 = 0,081936, \quad (109)$$

$$T_2 = 0,081936 \cdot 0,39811 = 0,03262. \quad (110)$$

Po vypočtení časových konstant, statického zesílení a stanovení dopravního zpoždění přešel aproximační přenos z rovnice (96) do tvaru:

$$F_a \ s = \frac{1,2}{0,081936 \ s + 1 \quad 0,03262 \ s + 1} \cdot e^{-0,003 \ s}, \quad (111)$$

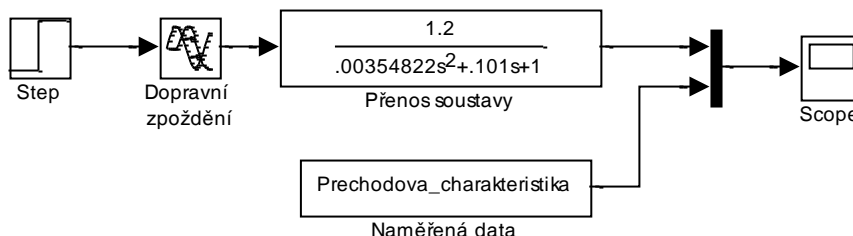
po roznásobení jmenovatele

$$F_a \ s = \frac{1,2}{0,0026727 \ s^2 + 0,1145556 \ s + 1} \cdot e^{-0,003 \ s}. \quad (112)$$

Pro určení aproximačního přenosu soustavy byla užita přechodová charakteristika řídicího tlaku, přičemž pro matematický model ventilu je žádoucí nalézt přenos výstupního tlaku. Toto nemohlo být provedeno díky dopravnímu zpoždění a vlivem mechanické části ventilu, které se projevilo zákmitem tlaku na výstupu. Proto byla provedena aproximace přenosu soustavy na řídicím tlaku a časové konstanty včetně dopravního zpoždění byly poupraveny tak, aby co nejpřesněji odpovídaly danému přenosu. Výsledný přenos, který nejlépe proložil naměřenou přechodovou charakteristiku, přešel do tvaru:

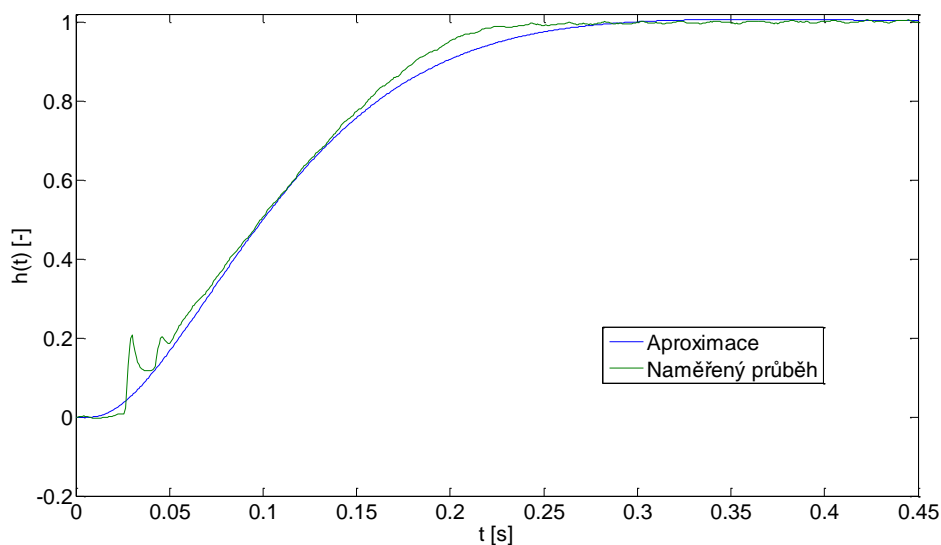
$$F_a \ s = \frac{1,2}{0,00354822 \ s^2 + 0,101 \ s + 1} \cdot e^{-0,010 \ s}. \quad (113)$$

Blokové schéma, pomocí kterého byl upraven výsledný přenos soustavy, je znázorněn na Obr. 31. Aby bylo možné porovnat aproximaci systému s naměřenými daty, byl do soustavy začleněn blok načítající data ze souboru, kde byla naměřená data uložena.



Obr. 31. Blokové schéma aproximace přechodové charakteristiky výstupního tlaku

Výsledná aproximace přechodové charakteristiky je znázorněna v Grafu 47. Jak bylo již uvedeno, pro aproximaci byly upraveny časové konstanty včetně hodnoty dopravního zpoždění, která byla snížena na 0,010 [s] z původních 0,025 [s] aby výsledná aproximace nejlépe kopírovala naměřená data.

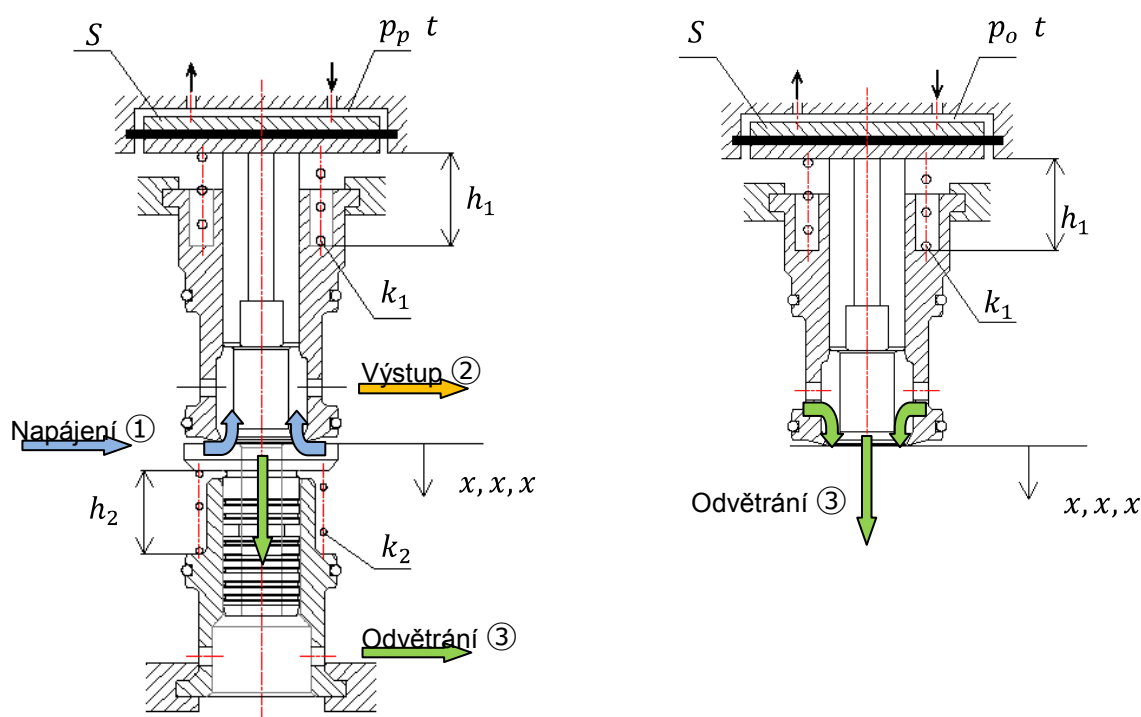


Graf 47. Aproximace přechodové charakteristiky výstupního tlaku

Objasněním dopravních zpoždění a chování ventilu VPPM vysvětlilo nejasnosti, které vyšli najevo při aplikaci ventilu VPPM k řízení útlumu kmitů dynamické soustavy v práci kolegy Honkoly [26]. Závěrem z práce P. K. Honkoly a provedené dynamické analýzy ventilu je, že daný ventil není vhodný pro řízení umělých pneumatických svalů v reálných dynamických soustavách, jelikož při řízení rychlejších dějů dochází díky zpoždění k posunu řízené a řídicí veličiny do fáze.

4.5 Tvorba matematického modelu ventilu

Tvorbě matematického modelu předcházet rozbor funkce ventilu a analýza jednotlivých součástí včetně popisu proudění plynu ventilem. Pro sestavení matematického modelu proporcionálního tlakového ventilu VPPM bylo sestaveno schéma jednotlivých součástí, které vstupují do pohybové rovnice mechanického celku ventilu, viz Obr. 32.



Obr. 32. Schéma ventilu pro případ plnění (nalevo) a pro případ odvětrání (napravo)

Schéma ventilu na Obr. 32 zachycuje pohybující se části ventilu pro případ plnění z ① do ② nalevo a pro případ odvětrávání z ② do ③ napravo. V obrázku je též barevně znázorněno proudění plynu ventilem pro snazší vysvětlení, jak stlačený plyn proudí tělem ventilu. K popisu polohy konce trysky ventilu byly sestaveny pohybové rovnice (114) až (119). První dvě rovnice (114) a (115) popisují pohyb konce trysky ventilu pro případ plnění:

$$m_p x \ddot{t} + b_{tl} \dot{x} \dot{t} + k_1 h_1 + x \dot{t} + k_2 h_2 + x \dot{t} = F_p \dot{t}, \quad (114)$$

$$F_p \cdot t = S \cdot p_p \cdot t . \tag{115}$$

Druhá dvojice pohybových rovnic (118) a (119) popisuje konec trysky ventilu pro případ odvětrávání:

$$m_o x(t) + b_{tl} \dot{x}(t) + k_1 h_1 + x(t) = F_o t \quad (116)$$

$$F_o t = S \cdot p_o t \quad (117)$$

kde

m_p, m_o je hmotnost pohybujících se částí pro případ plnění a odvětrávání,

k_1, k_2 je konstanta tuhosti horní pružiny,

h_1, h_2 je stlačení horní a dolní pružiny z volné délky,

S je plocha ventilu,

b_{tl} je konstanta tlumení,

$x t$ je výchylka z rovnovážné polohy,

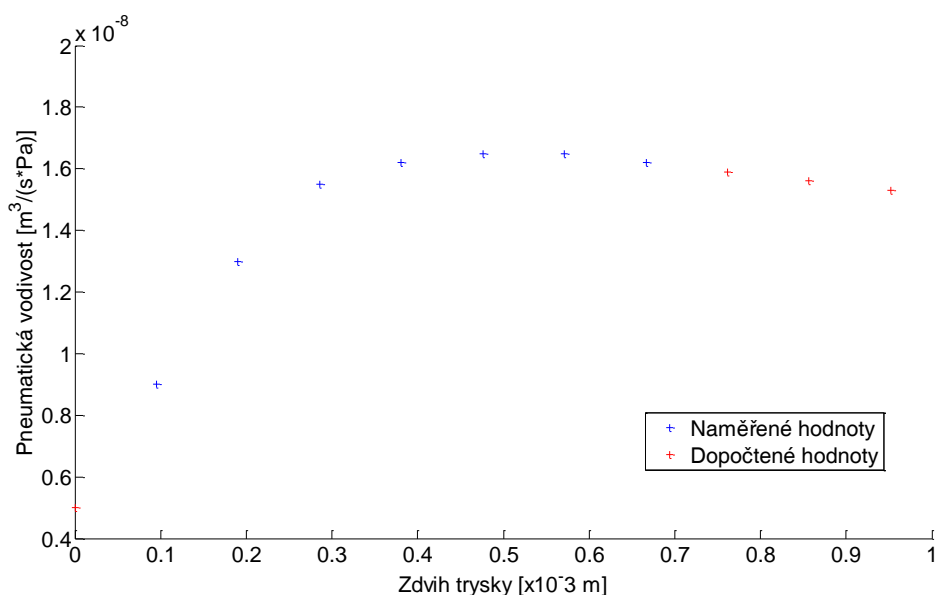
$F_p t, F_o t$ je budící síla pro případ plnění a odvětrávání,

$p_p t, p_o t$ je vstupní tlak do ventilu pro případ plnění a odvětrávání.

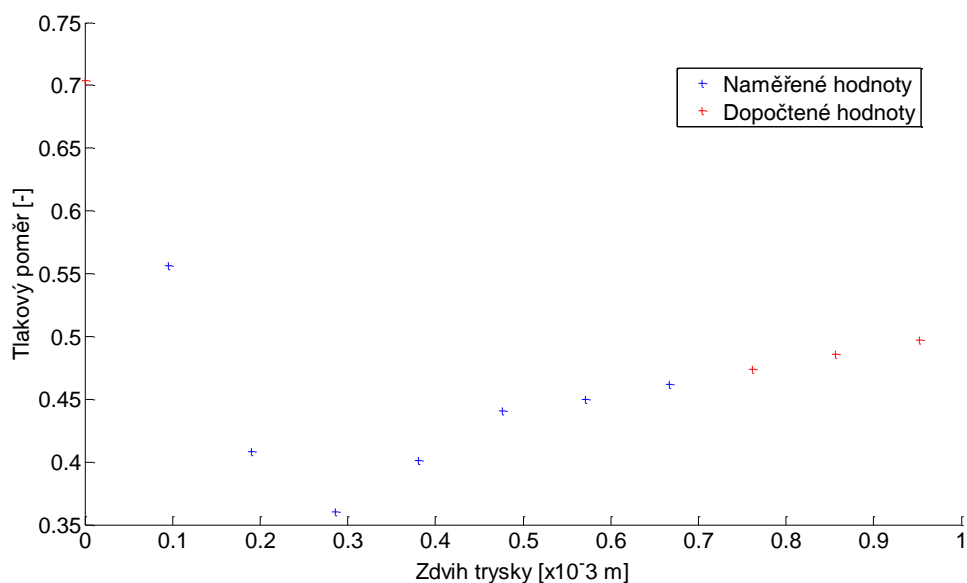
V kapitole 4.1 byl popsán průtok stlačeného vzduchu ventilem pomocí vztahu (72) a (73) z normy ISO 6358 [28] pro podkritické a nadkritické proudění. Ve vztazích (72) a (73) jsou pro popis průtoku plynu ventilem použity dvě konstanty kritický tlakový poměr b a pneumatická vodivost C . Tyto dva parametry, které se mění se zdvihem trysky, bylo zapotřebí vyjádřit jako funkce polohy trysky ventilu, aby bylo možné popsat průtok ventilu pro všechny polohy trysky ventilu. Aby bylo možné do matematického modelu ventilu zahrnout vlastnosti pryže membrány, byly k popisu použity aproximační polynomy (88) a (89).

Při určování kritického tlakového poměru $b x$ a pneumatické vodivosti $C x$ jako funkce polohy musely být nejprve dopočteny hodnoty b a C v mezních polohách zdvihu trysky. Pro dopočet scházejících hodnot b a C byly využity naměřené hodnoty a charakter průběhu Grafu 48 a Grafu 49. Posledními dvěma naměřenými body byla proložena přímka a zbylé

hodnoty byly dopočteny pomocí této přímky. Naměřené a dopočtené hodnoty kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C jsou vizualizované v Graafu 48 a Grafu 49 rozdílnou barvou pro lepší názornost.



Graf 48. Závislost pneumatické vodivosti C na zdvihu trysky x pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1



Graf 49. Závislost tlakového poměru b na zdvihu trysky x pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1

Pro vyjádření scházejících hodnot tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C byla provedena aproximace dat polynomem, který nejvíce odpovídal naměřeným datům, viz rovnice (118) a (119), aby bylo možné vyjádřit kritický tlakový poměr b a pneumatickou vodivost C jako funkci polohy.

$$b(x) = p_1x^4 + p_2x^3 + p_3x^2 + p_4x + p_5 \quad (118)$$

$$C(x) = k_1x^7 + k_2x^6 + k_3x^5 + k_4x^4 + k_5x^3 + k_6x^2 + k_7x + k_8 \quad (119)$$

kde

$p_{1...5}, k_{1...8}$ jsou konstanty aproximačních polynomů,

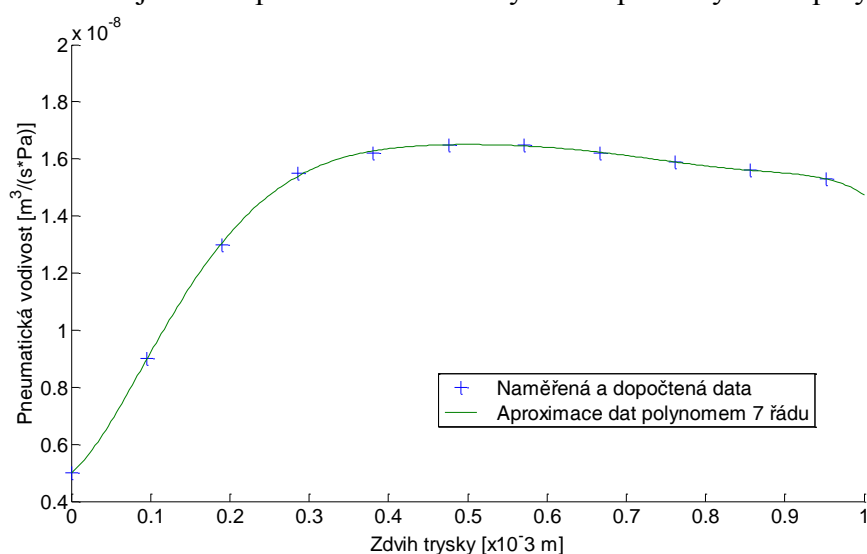
x je zdvih trysky ventilu $x \in < 0; 0,952 >$.

Hodnoty konstant aproximačních polynomů jsou uvedeny v Tab. 16.

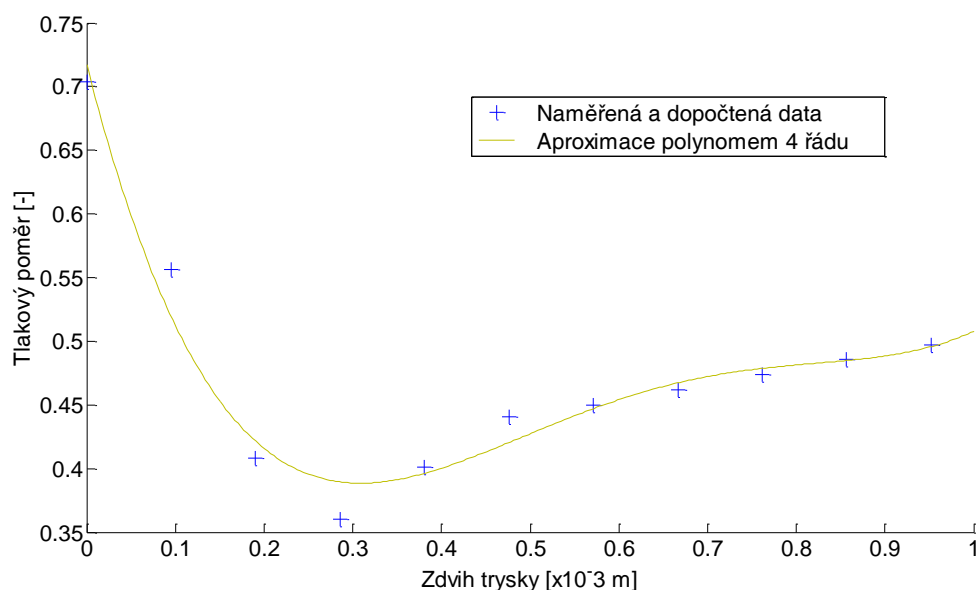
Tab. 16. Konstanty aproximačních polynomů (118) a (119)

Tlakový poměr $b(x)$	Pneumatická vodivost $C(x)$
$p_1 = 3,1618$	$k_1 = -1.1858\text{e-}06$
$p_2 = -8,3177$	$k_2 = 4.5064\text{e-}06$
$p_3 = 7,6847$	$k_3 = -6.9209\text{e-}06$
$p_4 = -2,7384$	$k_4 = 5.4385\text{e-}06$
$p_5 = 0,7175$	$k_5 = -2.2269\text{e-}06$
	$k_6 = 3.7653\text{e-}07$
	$k_7 = 2.1902\text{e-}08$
	$k_8 = 5.0034\text{e-}09$

V Graf 50 a Graf 51 je vidět aproximace naměřených a dopočítaných dat polynomy.



Graf 50. Závislost pneumatické vodivosti na zdvihu trysky pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – aproximace polynorem 7 řádu



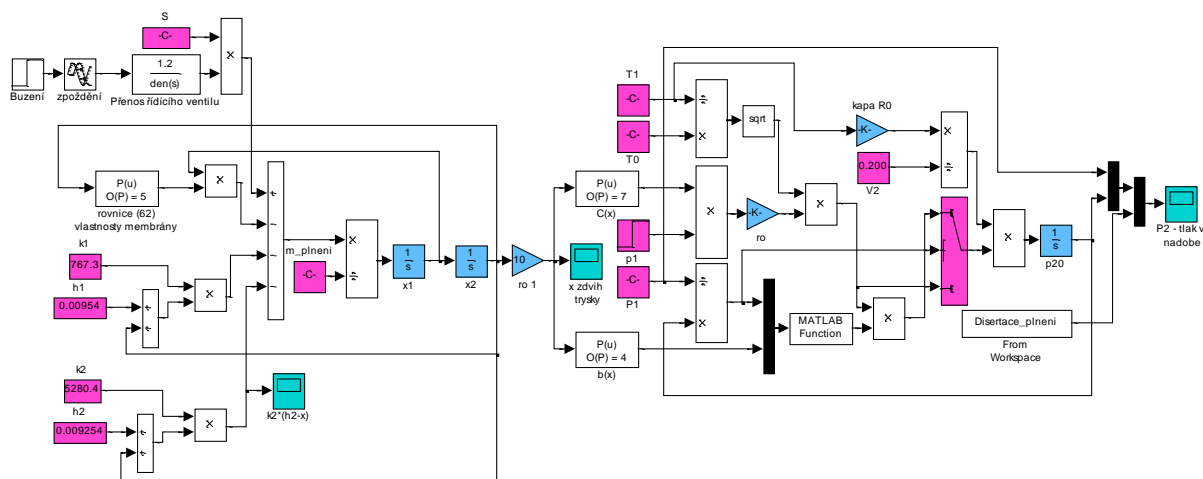
Graf 51. Závislost tlakového poměru na zdvihu trysky pro ventil VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-A4P-S1C1 – aproximace polynomem 4 řádu

Závěrečnou fází před tvorbou matematického modelu byla úprava rovnic (72) a (73) popisujících průtok plynu dle normy ISO 6358. Uvedené rovnice byly doplněny o polynomy (118) a (119), viz rovnice (120) a (121), doplněním původních vztahů bylo možné vyjádřit průtok plynu proporcionálním tlakovým ventilem VPPM v závislosti na zdvihu trysky.

$$m^*(x) = C(x) p_1 \rho_0 \frac{\overline{T_0}}{\overline{T_1}} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} \leq b \text{ nadkritické proudění,} \quad (120)$$

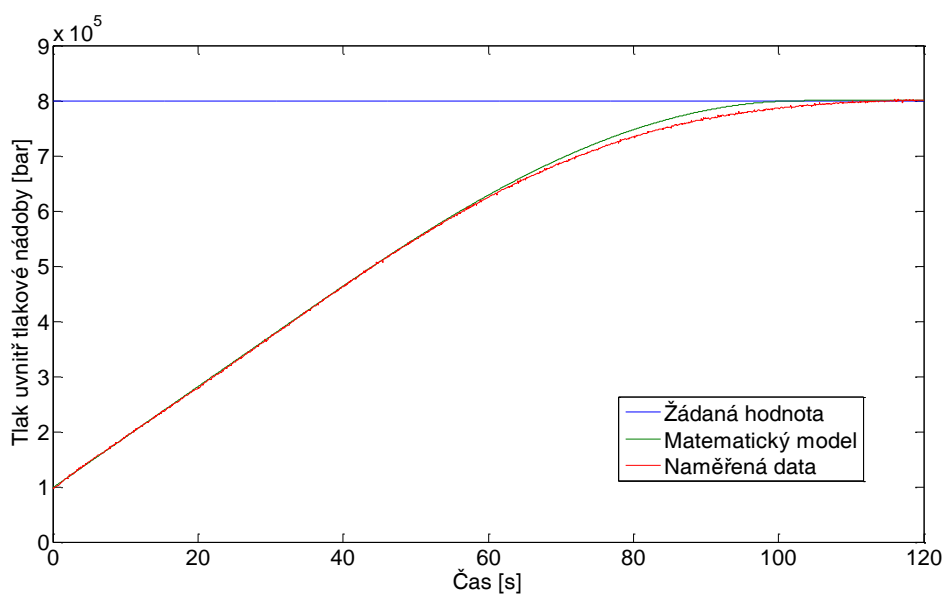
$$m(x) = C(x) p_1 \rho_0 \frac{\overline{T_0}}{\overline{T_1}} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} - b(x)\right)^2}{1 - b(x)^2}} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} > b \text{ podkritické proudění.} \quad (121)$$

Pomocí výše uvedených analýz vlastností jednotlivých součástí a průtoku plynu ventilem bylo možné sestavit matematický model ventilu, viz Obr. 33 Model proporcionálního tlakového ventilu VPPM na Obr. 33 je připojen na matematický model tlakové nádoby z kapitoly 4.1.2, a to z důvodu ověření jeho platnosti.



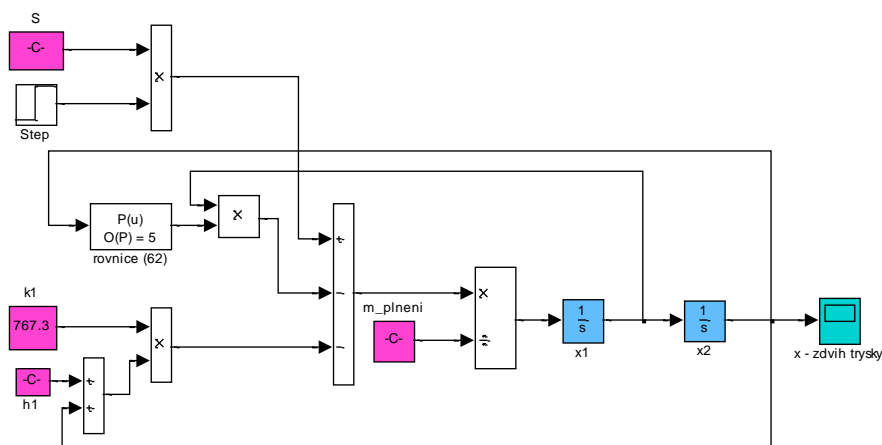
Obr. 33. Simulační schéma matematického modelu plnění tlakové nádoby proporcionálním ventilem v prostředí Simulink

V Grafu 52 je znázorněna simulace průběhu tlaku uvnitř tlakové nádoby při plnění v čase pomocí ventilu VPPM. Z grafu je vidět velmi dobrá shoda naměřených a vypočtených hodnot tlaku uvnitř tlakové nádoby.



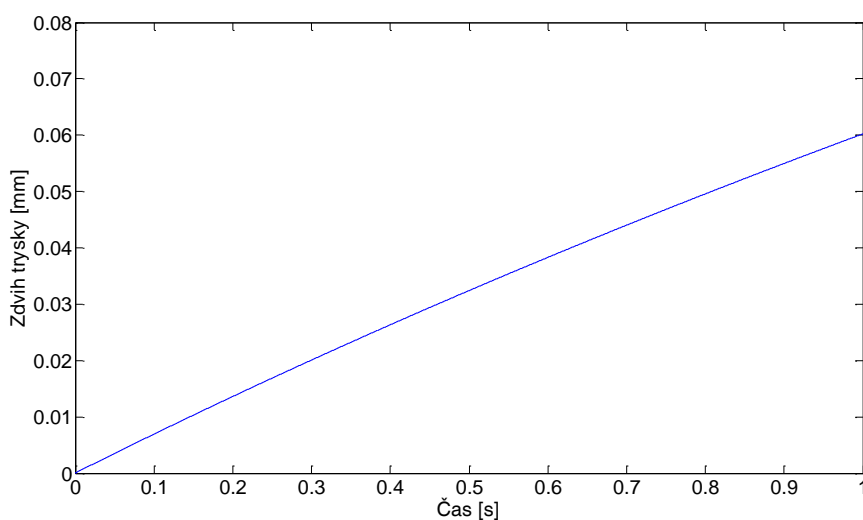
Graf 52. Závislost tlaku uvnitř tlakové nádoby v čase, simulace průběhu plnění matematickým modelem ventilu VPPM

Pro kompletní doplnění matematického modelu proporcionálního tlakového ventilu VPPM byl nasimulován pohyb trysky pro případ odvětrávání pracovního prostoru. Blokové schéma na Obr. 34 bylo vytvořeno pomocí rovnic (116) a (117) s využitím polynomu (89), který popisuje mechanické vlastnosti pryžové membrány ventilu při odvětrávání.



Obr. 34. Schéma pohybu trysky ventilu při odvětrávání pracovního prostoru

Výsledný průběh pohybu trysky při odvětrávání je znázorněn v Grafu 53. Srovnání matematického modelu průběhu pohybu trysky s reálným ventilem nebylo možné, jelikož by to znamenalo zničení velmi drahého ventilu VPPM.



Graf 53. Závislost zdvihu trysky ventilu při odvětrávání pracovního prostoru

V Grafu 53 je znázorněn průběh závislosti zdvihu trysky ventilu při odvětrávání pracovního prostoru v čase. Z uvedeného grafu je patrné, že otevírání ventilu je poměrně pomalé a otevírání u reálného ventilu bude rychlejší díky prouděním plynu z pracovního prostoru do okolní atmosféry. Prověřením těchto skutečností se může zabývat budoucí výzkum.

5 Závěr

Pneumatické svaly díky své jedinečné konstrukci vybízejí k řešení náročných technických úloh. Způsoby aplikace pneumatických svalů se stávají velice diskutovaným tématem na vědeckých konferencích a je jim věnována velká pozornost. Pneumatické svaly dokážou vyvinout až desetkrát větší osovou sílu, než pneumatické válce se stejným průřezem a nejen díky tomu můžou být použity na netradičních místech, jako jsou náhrady lidských těl, náhony robotů a pohony manipulátorů. Ve vědeckých pracích se můžeme s pneumatickými svaly setkat jako se zařízeními sloužícími ke snížení vibrací zkoumané soustavy. Pro tuto práci byl použit průmyslově vyráběný fluidní sval FESTO, aby bylo možné dosažené výsledky porovnávat i s jinými výzkumnými pracovišti.

Při zkoumání vlastností umělých pneumatických svalů byl zmapován objem svalu, čímž byly zpřesněny stávající matematické modely umělého pneumatického svalu, které popisují výslednou axiální sílu v pneumatickém svalu. Objem pneumatického svalu v matematických modelech vystupuje na prvním místě a je jedním z hlavních faktorů, podílejících se na velikosti výsledné axiální síly, kterou sval vyvine při svém zkrácení. Vnitřní objem svalu byl popsán navrženou prostorovou funkcí s ověřením její platnosti od naměřených dat. Odchylka od měření nepřesahuje 5 %. Pro nalezení způsobu, jak zobecnit metodiku popisu objemu pneumatického svalu, by do budoucna mohla být věnována další práce, která by vyřešila popis objemu v závislosti na celkové délce svalu. Zkoumání této problematiky by mohlo v budoucnu usnadnit aplikaci velmi dlouhých svalů pro manipulátory usnadňující lidskou námahu v těžkém průmyslu. Pro inspiraci popisu objemu u dlouhých svalů by mohly posloužit výsledky, ke kterým bylo dospěno při provádění analýzy obrazu, kdy byl zkoumán vnější objem svalu jak pro dlouhý, tak pro krátký typ pneumatického svalu.

Dalším přínosem této disertační práce je zmapování mechanických vlastností materiálu stěny pneumatického svalu. Výzkumu mechanických vlastností stěny pneumatického svalu muselo předcházet prozkoumání orientace kordu vyztužujících nití kompozitního materiálu svalu a také prozkoumání jejich geometrickému uspořádání. Na základě této analýzy bylo možné provést zkoušku prostým tahem na vzorcích z hlavních směrů a následně provést dynamické zkoušky. Při dynamických zkouškách byla vyjádřena velikost energie, která je umožněna ve stěně svalu při zatěžování. Při zatěžování vzorků byly pozorovány makroskopické děje, ke kterým dochází ve stěně svalu při zatěžování. Při nadměrném zatěžování dochází

k oddělování nití vyztužujícího kordu pryže a tím k přetržení vzorků. Ke stejnému výsledku může dojít i u pneumatického svalu při překročení zatěžující síly nebo při překročení životnosti svalu. Jelikož u vzorků pryže v kolmém směru docházelo při dynamickém zatěžování k přetržení vzorků z pryže, byla nalezena metoda, kterou by bylo možné v budoucnu stanovit Mooney-Rivlinovy konstanty materiálového modelu. Tyto konstanty se vyskytující v matematickém modelu pneumatického svalu nedestruktivní metodou pomocí zařízení ARAMIS od firmy Gon mbH.

Součástí práce bylo vytvoření zkušebního standu na Katedře aplikované kybernetiky TUL, na které byla prozkoumána hystereze pneumatického svalu a vliv zahřívání svalu při dynamickém zatěžování. Měření hysterezních smyček může být v budoucnu velmi přínosné při navrhování pneumatického svalu jakožto zdroje síly pro manipulátory. Znalosti o hysterezních smyčkách zabrání odchylkám při regulaci polohy manipulátoru.

V práci byl zpracován problémem termodynamiky u pneumatických svalů, jelikož tato problematika je doposud minimálně zmapována. Matematický model popisující termodynamiku uvnitř pneumatického svalu byl odvozen pomocí analogie s přímočarým pneumatickým motorem a uvažoval změnu teploty. Tento matematický model byl doplněn o dosažené výsledky v oblasti popisu objemu svalu a měření teploty stěny svalu, čímž byl model zpřesněn od dosavadních zjednodušení. Dosažené výsledky nebylo možné ověřit na reálném pneumatickém svalu. Termodynamický děj probíhající uvnitř pneumatického svalu je téměř nezmapovaný a zcela obecný. Proto jej lze doporučit pro budoucí práci se zaměřením na danou problematiku a řešit problém jako stabilitu balonku při plnění. Eventuelně posoudit, zda li je žádoucí mít pro průmyslovou aplikaci tak přesný model a zda li uvedený popis není dostatečný.

Součástí této práce je rozsáhlá analýza proporcionálního redukčního tlakového ventilu VPPM, který byl použit při výrobě měřicího standu na Katedře aplikované kybernetiky TUL. Průtokové a dynamické vlastnosti ventilu VPPM mají zásadní vliv na výsledné chování pneumatického svalu, proto jim byla věnována zvýšená pozornost. Při studijních pobytech v zahraničí na Finské Univerzitě Aalto bylo objasněno chování ventilu, které tamním kolegům činilo potíže při výzkumu pneumatických svalů. Hlavní příčinou potíží s použitím uvedeného ventilu jsou dopravní zpoždění ventilu na řídicí impuls, která jsou popsána v kapitole 4.4. Díky dopravním zpožděním ventilu VPPM u reálné soustavy dochází k posunu řízené a řídicí veličiny do fáze. Bylo zjištěno, že ventil VPPM je vhodný pro regulaci do frekvence ~ 10 [Hz]

a pro vyšší frekvence by bylo vhodnější užít rychlejší selenoidní ventil FESTO MHE2-MS1-5/2-M7. Ověření platnosti matematického modelu ventilu proběhlo pomocí srovnání simulace napouštění tlakové nádoby matematickým modelem s naměřenými hodnotami.

Seznam literatury

Tištěné zdroje:

- [1] Ahn, K.K., Anh, H.P.: A new approach for modelling and identification of the pneumatic artificial muscle manipulator based on recurrent neural networks. *Journal of Systems and Control Engineering*. December 2007, Vol. 221, No. 8, str. 1101 – 1121, DOI: 10.1243/09596518JSCE432.
- [2] Aschemann, H., Prabel, R., Schindele, D.: Nonlinear Control of an Electro-Pneumatic clutch for Truck Applications using Extended Linearisation Techniques. *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere Finlad, May 18 – 20, 2011, str. 125 – 136, ISBN: 978-952-15-2518-6.
- [3] Balátě, J.: Vybrané statě z automatického řízení. *Vysoké učení technické v Brně*. 1996, ISBN 80-214-0793-X.
- [4] Beater, P.: *Pneumatic Drivers System Design, Modelling and Control*. Springer Berlin Heidelberg New York. str. 171 – 181, ISBN-10 3-540-69470-6.
- [5] Bonet, J., Profil, M.L.: Nonlinear Viscoelastic Constitutive Modeling of a Continuum. *European Congress on Computation Methods in Applied Sciences and Engineering*. Barcelona, 11-14 September 2000, str. 1 – 14.
- [6] Bonet, J.: Large strain Viscoelastic Constitutive Models. *International Journal of Solids and Structures* 38, 2001, str. 2953 – 2968.
- [7] Carbonell, P., Jiang, Z.P., Repperger, D.W.: A Fuzzy Backstepping Controller for a Pneumatic Muscle Actuator System. *International Symposium on Intelligent Control*, September 2001, str. 353 – 358 ISBN: 0-7803-6722-7.
- [8] Cerha, J.: *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Technická univerzita v Liberci. Únor 2010, str. 317, ISBN 978-80-7372-560-0.
- [9] Cerha, J.: *Hydraulické a pneumatické mechanismy II*. Technická univerzita v Liberci. Leden 2008, str.189, ISBN 978-80-7372-297-5.
- [10] Cerda, A.M., Bowler, C.J., Caldwell, D.G.: Adaptive Position Control of Antagonistic Pneumatic Muscle Actuators. *Proceeding IROS '95 Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots*. Vol.1, str. 378 – 383, ISBN: 0-8186-7108-4.

- [11] Cirkl, D.: Modelling of Damping Force of Dynamically Loaded Specimenn of Polyurethane Foam in Dependence on its Density. *Shock and Vibration* 17 (2010), str. 373–381, ISSN 1070-9622.
- [12] Cirkl, D.: Modelling of Damping Force of Polyurethane Foam in Dependence on its Temperature. 10th International conference on Vibrational Problems, Sept. 5th-8th 2011, Springer proceedings in Physics 139, str. 664 – 669, ISBN 0930-8989.
- [13] Davis, S., Caldwell, G. D.: Braid Effects on Contractile Range and Friction Modeling in Pneumatic Muscle Actuators. *The International Journal of Robotics Research*. 2006, Vol. 25, No 4, str. 359 – 369.
- [14] Daerden, F., Lefeber, D.: The Concept and Design of Pleated Pneumatic Artificial Muscles. *International Journal of Fluid Power*. 2001, Vol. 2, No. 3, str. 41 – 50.
- [15] Daerden, F.: Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their use as Compliant Actuation Elements. *Vrije Universiteit Brussel*. 1999, PhD Thesis.
- [16] Daerden, F., Lefeber, D., Verrelst, B., Ham, R. van.: Pleated Pneumatic Artificial Muscles: Actuators for Automation and Robotics. *IEEEASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings Cat No01TH8556* (2001). July 2001, Vol. 2, str. 738 – 743, ISBN: 0780367367.
- [17] Dvořák, V., Šulc, J., Urbášek, J.: *Návod na cvičení*. Technická univerzita v Liberci. 2005, ISBN 80-7083-917-1.
- [18] Dongjun, S., Xiyang, Yeh., Oussama, K.: Variable Radius Pulley Design Methodology for Pneumatic Artificial Muscle-based Antagonistic Actuation Systems. *Intelligent Robots and Systems*. September 2011, str 1830 – 1835, ISBN: 978-1-61284-454-1.
- [19] Giorgi, R. De., Bideaux, E., Sesmat, S.: Using inverse model for determining orifice mass flow rate characteristics. 6th Int. Symp. on Fluid Power. November 7-10 2005, Tsukuba, Japan, str.380 – 385.
- [20] Giorgi, R. De., Bideaux, E., Sesmat, S.: Thermal Model of a Tank for Simulation and Mass Flow Rate Characterization Purposes. 7th Int. Symp. on Fluid Power. September 15-18 2008, Tsukuba, Japan, str.225 – 230.
- [21] Gonzalez, C.R., Woods, E.R., Eddins, L. S.: *Digital Image Processing Using MATLAB®*, 2004, New Jersey, USA, str. 246 – 483.

- [22] Hannaford, B., Winters, J. M., Chou, C.P., Marbot, P.H.: The Anthroform Biorobotic Arm: A System for the Study of Spinal Circuits. *Annals of Biomedical Engineering*. March 1995, Vol. 23, Issue 4, str. 399 – 408.
- [23] Hesselroth, T., Sarkar, K., Smagt, van der P. P., Schulten, K.: Neural Networks Control of a Pneumatic Robot Arm. *IEEE Transactions On Systems Man And Cybernetics*. 1994, Vol. 24, Issue 1, str. 28 – 38, ISSN: 00189472.
- [24] Hesse, S.: The Fluidic Muscle in Application 150 practical examples using the Pneumatic muscle. Festo. str. 144.
- [25] Holzapfel, G.A., Gasser, T.C.: A viscoelastic model for fiber-reinforced composites at finite strains: Continuum basis, computational aspects and applications. *Biomech preprint series*. July 2000, Paper No 2, str. 1 – 38.
- [26] Honkola, K. P., Kajaste, J., Pietola, Matti.: Principle of Active Vibration Damping Using Pneumatic McKibben Type Muscle Actuator. 7th International Fluid Power Conference Aachen, Germany 22.3.2010. - 24.3.2010, ISBN: 978-3-940565-90-7.
- [27] Chou, C.P., Hannaford, B.: Measurement and Modeling of McKibben Pneumatic Artificial, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, February 1996, Vol. 12, No 1, str. 90 – 102.
- [28] International Standard ISO 6358. 1989 Pneumatic Fluid Power - Components using Compressible Fluids -Determination of Flow-rate Characteristics, str. 1 – 15.
- [29] Kawashima, K., Ishii, Y., Funaki, T., Kagawa, T.: Determination of Flow Rate Characteristics of Pneumatic Solenoid Valves Using an Isothermal Chamber. *Journal of Fluids Engineering*. March 2004, Vol. 126, Issue 2, str. 273 – 280, DOI: 10.1115/1.1667888.
- [30] Klute, G. K.: Actuators for Biorobotic Systems. University of Washington. 1999, Washington D.C, Doctoral Tesies.
- [31] Klute, G. K., Hannaford, B.: Fatigue Characteristics of McKibben Artificial Muscle Actuators. *IEEEERSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems Innovations in Theory Practice and Applications Cat No98CH36190* (1998). 1998, Vol. 3, str. 1776-1781, ISBN: 0780344650.

- [32] Klute, G. K., Hannaford, B.: Accounting for Elastic Energy Storage in McKibben Artificial Muscle Actuators. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. June 2000, Vol. 122, str. 386-388.
- [33] Klobouček, J., Stianko, M.: Základy aplikované kybernetiky (Cvičení). Technická univerzita v Liberci. 2007.
- [34] Krejčíř, O.: Pneumatická vibroizolace. Vysoká škola strojní a textilní v Liberci. 1986, str. 223, Doktorská disertační práce (DrSc.).
- [35] Kopecký, L., Šolc, F.: McKibbenův pneumatický sval v robotice. AT&P Journal. 2003, Vol. 2, str. 62 – 64, ISBN 1335-2237.
- [36] Kopečný, L.: McKibbenův pneumatický sval – modelování a použití v hmatovém rozhraní. Vysoké učení technické v Brně, 2009, disertační práce.
- [37] Kuroshita, K., Sekiguchi, Y., Oshiki, K., Oneyama, N.: Development of New Test Method for Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components. In Power Transmission and Motion Control. Sept. 2004, str. 243 – 256.
- [38] Kutějová, L.: Syntetický sval. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. 2008, bakalářská práce.
- [39] Nahm, H.T.: Mechanical properties of the composite material with elastomeric matrix reinforced by textile cords. Technická univerzita v Liberci. 2004, disertační práce.
- [40] Nevrlý, J.: Úvod do modelování pneumatických systémů. Česká strojnická společnost, Ústřední odborná sekce Hydraulika a pneumatika. 2003, Praha, ,1. Vydání – náklad 40 výtisků, str. 79, ISBN 80-02-01549-5.
- [41] Noskievič, P.: Modelování a identifikace systémů. Montanex a.s., 1999, str. 276, ISBN 80-7225-030-2.
- [42] Olehla, M., Němeček, S.: Základy aplikované kybernetiky. Technická univerzita v Liberci. 2003, Liberec, str. 162, ISBN 80-7083-755-1.
- [43] Rektorys, K.: Přehled užití matematiky I. Karel Rektorys a spolupracovníci. 1995, Praha, Czech Republic, str. 165, ISBN 80-85849-92-5.

- [44] Repperger, D.W., Johnson, K.R., Phillips, C.A.: A VSC Position Tracking System Involving a large Scale Pneumatic Muscle Actuator. Proceeding of the 37th IEEE Conference on Decision & Control Tampa. December 1998, Vol. 4, str. 4302 – 4307, ISBN: 0-7803-4394-8.
- [45] Richer, E., Hurmuzlu, Y.: A High Performance Pneumatic Force Actuator System Part 1 - Nonlinear Mathematical Model. ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. September 2000, Vol. 122, No.3, str. 416 – 425.
- [46] Rubber, vulcanized or thermoplastic – Determination of tensile stress-strain properties ČSN ISO 37, Český normalizační úřad, 2006, str. 1 – 28.
- [47] Schulte, H. F.: The Application of External Power in Prosthetics and Orthotics. National Academy of Sciences-National Research Council. 1961, Washington D.C, str. 94 – 115.
- [48] Smagt, P. der Patrick van, Groen, F., Schulten, K.: Analysis and Control of a Rubbertuator Arm. Biological Cybernetics. 1996, Vol. 75, No.5, str. 433 – 440.
- [49] Szépe, T., Sárosi, J.: Model Based Open Looped Position Control of PAM Actuator. Intelligent Systems and Informatics (SISY). September 2010, str. 607 – 609, ISBN: 978-1-4244-7394-6.
- [50] Thanh, T.D.C., Ahn, K.K.: Intelligent Phase Plane Switching Control of Pneumatic Artificial Muscle Manipulators with Magneto-rheological Brake. Mechatronics. 2006, Vol. 16, Issue 2, str. 85 – 95, ISSN: 09574158.
- [51] Thongchai, S., Goldfarb, M., Sarkar, N., Kawamura, K.: A Frequency Modeling Method of Rubbertuators for Control Application in an IMA Framework. American Control Conference. Vol. 2, str. 1710 – 1714, ISBN: 0-7803-6495-3.
- [52] Thanh, D. X.: Hadicová pneumatická pružina. Vysoká škola strojní a textilní v Liberci. 1987, str. 107, Kandidátská disertační práce (CSc).
- [53] Tondu, B., Lopez, P.: Modelling and Control of McKibben Artificial Muscle Robot Actuators. IEEE Control System Magazine. August 2002, Vol. 20, No. 2, str. 15 – 38, DOI:10.1109/37.833638.
- [54] Tsagarakis, N., Caldwell, D.G.: Improved Modelling and Assessment of pneumatic Muscle Actuators, International Conference on Robotics & Automation, April 2000, San Francisco, str. 3641 – 3646.

- [55] Udawatta, L., Priyadarshana, P. G. S., Witharana, S.: Control of Pneumatic Artificial Muscle for Bicep Configuration using IBC. Third International Conference on Information and Automation for Sustainability (2007), 2007, str. 35 – 39, ISBN: 9781424418992.
- [56] Urban, R.: Modelování konstrukčních prvků z pryže vyztužené nitěmi. Technická univerzita v Liberci. 2004, disertační práce.
- [57] Vaňous, P.: Základní identifikace a řízení pneumatických svalů. VŠCHT Praha. 2003, str. 600 – 607, ISBN 80-7080-526-9.
- [58] Verrelst, B., Vanderborght, B., Ham, R. van., Beyl, P., Lefeber, D.: Novel Robotic Applications using Adaptable Compliant Actuation. An Implementation Towards Reduction of Energy Consumption for Legged Robots. Mobile Robotics, Moving Intelligence. December 2006, str. 513 – 534, ISBN 3-86611-284-X.
- [59] Zeller, M., Sharma, R.; Schulten, K.: Motion Planning of a Pneumatic Robot using a Neural Network. IEEE Control Systems Magazine. Jun 1997, Vol. 17, Issue 3, str. 89 – 98, DOI: 10.1109/37.588194.

Internetové zdroje:

- [60] Čidla SOE..., optoelektronická, [online]. [cit. 25.5.2012]. Dostupné na internetu:
<http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/SOEX_CZ.PDF>
- [61] Fluidní svaly DMSP/MAS, [online]. [cit. 25.5.2012]. Dostupné na internetu:
<http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/DMSP-MAS_EN.PDF>
- [62] Janeček, J.: Aproximace přechodových charakteristik metodou prof. Strejce. Katedra řídicí techniky, 2000, [online]. [cit. 25.5.2012]. Dostupné na internetu:
<<http://www.mti.tul.cz/files/zky/Strejce.pdf>>
- [63] Proporcionální redukční ventily MPPE/VPPE/MPPEs, [online]. [cit. 25.5.2012]. Dostupné na internetu:
<http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/VPPM_CZ.PDF>
- [64] Rolling lobe actuator with plastic connection parts - type SK 37-8 P02, [online]. [cit. 29.3.2013]. Dostupné na internetu:
<<http://213.164.133.30/catalog/ShowBalgPDF/SK%2037-8%20P02.pdf>>

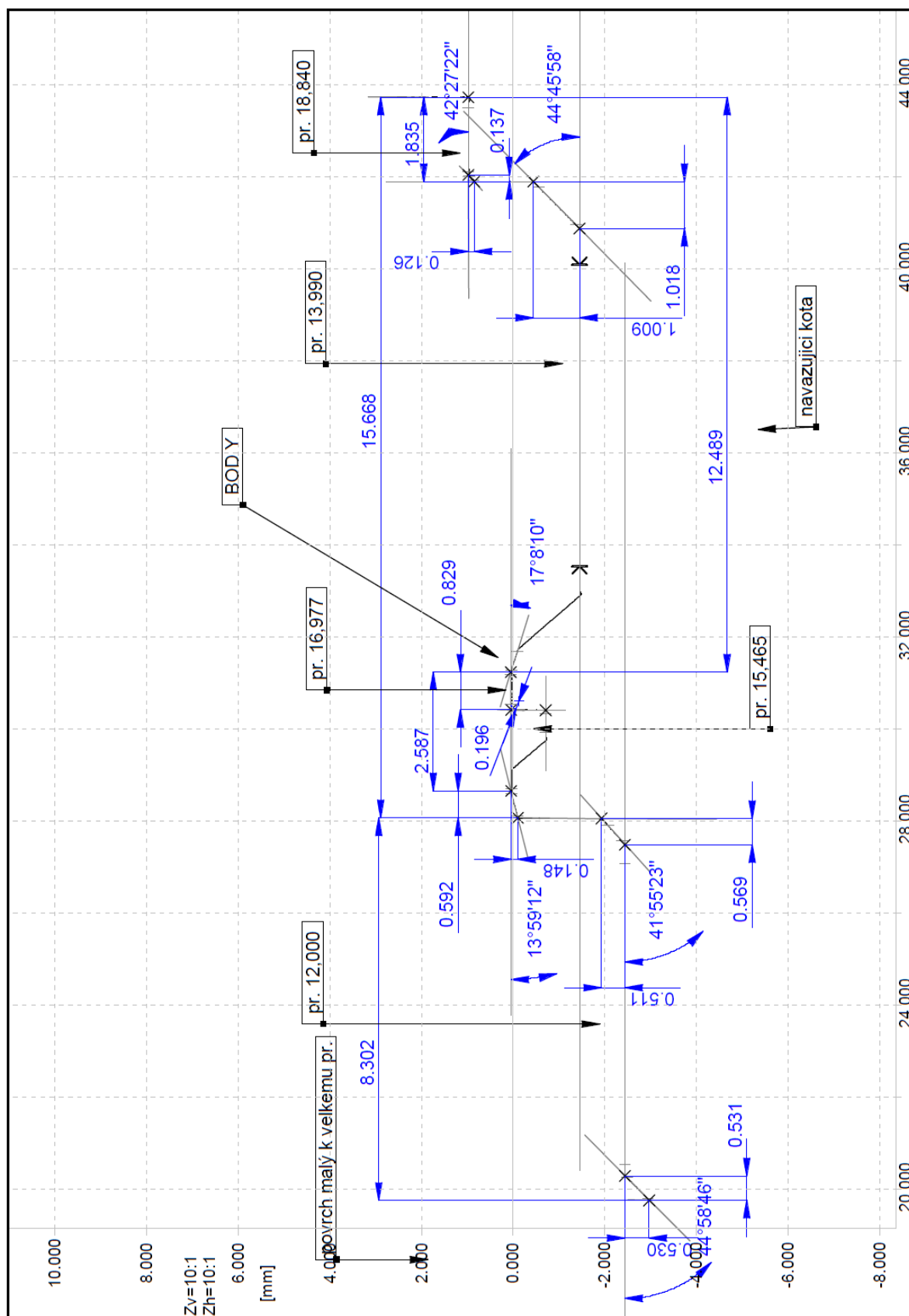
Publikační činnost

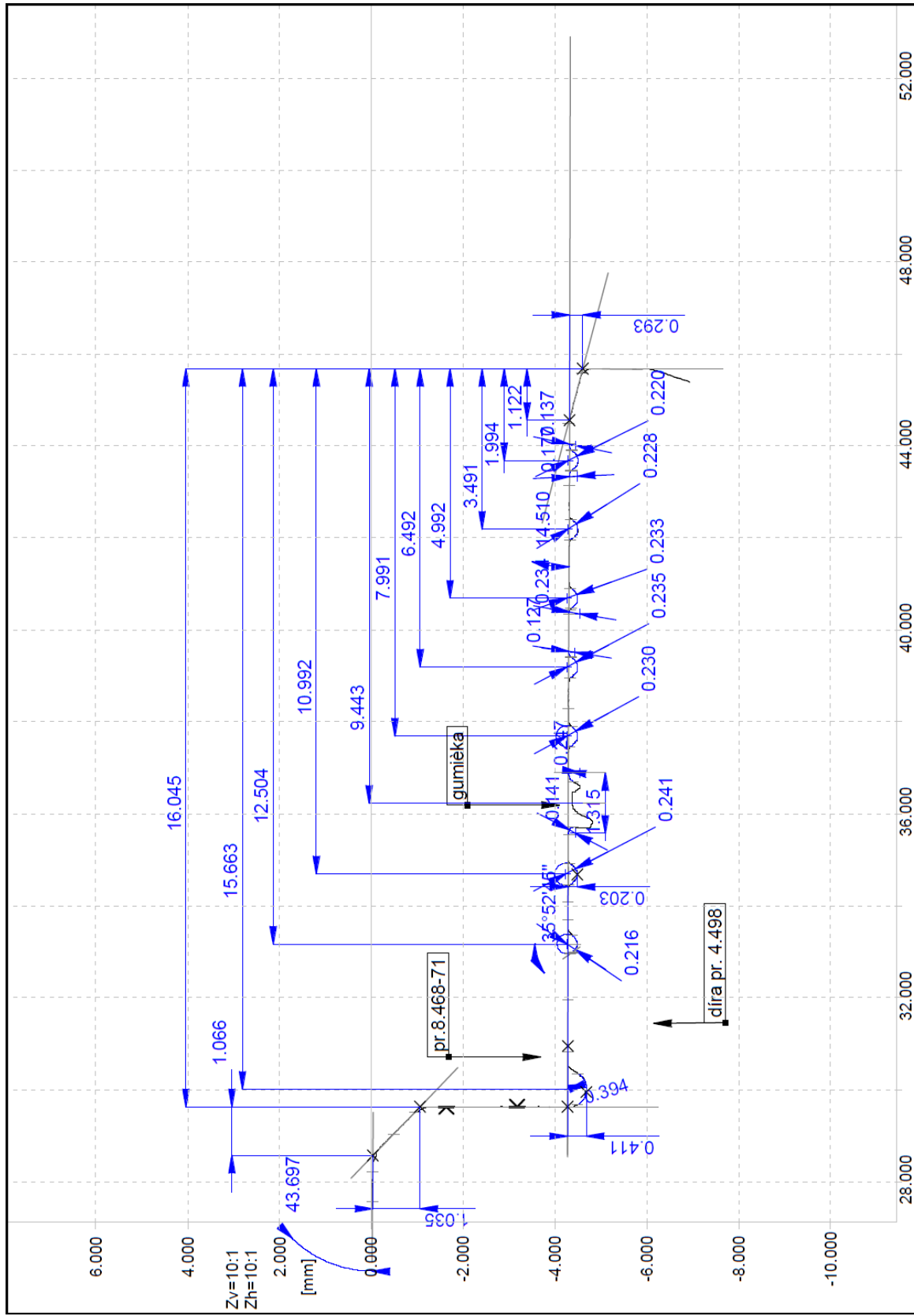
- [1] Varga, Z., Moučka, M.: Mechanic of Pneumatic Artificial Muscle. Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics, January 2009 Vol. 3, No 2/2009, str. 1 – 6, ISSN 1802-9388.
- [2] Varga, Z., Honkola, P. K., Moučka, M.: Comparison between Muscle Volume Models and Measurements. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power. May 2011, Tampere, Finland, Vol. 4, ISBN 978-952-15-2521-6.
- [3] Keski-Honkola, P., Varga, Z., Professor Matti Pietola.: Magnetorheological fluidic muscle as semi-active damper. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power. May 2011, Tampere, Finland, Vol. 3, ISBN 978-952-15-2520-9.
- [4] Varga, Z., Keski-Honkola. P.: Determination of Flow Rate Characteristic for Pneumatic Valves. Experimental fluid mechanics 2011. Jičín (Czech Republic), 22nd - 25th November 2011, Conference proceedings are listed in ISI-Web of Knowledge ISBN 978-80-7372-784-0.
- [5] Varga, Z., Keski-Honkola, P.: Mathematical Model of Pneumatic Proportional Valve. Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics. – v tisku
- [6] Varga, Z., Keski-Honkola, P.: Viscoelastic Properties of Artificial Pneumatic Muscle, 8th International Fluid Power Conference Dresden. March 2012, Conference Proceedings, Vol. 1, str. 203 – 212.
- [7] Varga, Z., Keski-Honkola. P.: Determination of flow rate characteristics for pneumatic valves. EPJ Web of Conferences. 2012, Volume 25, pages/rec.No 01096, ISSN 2100014X.

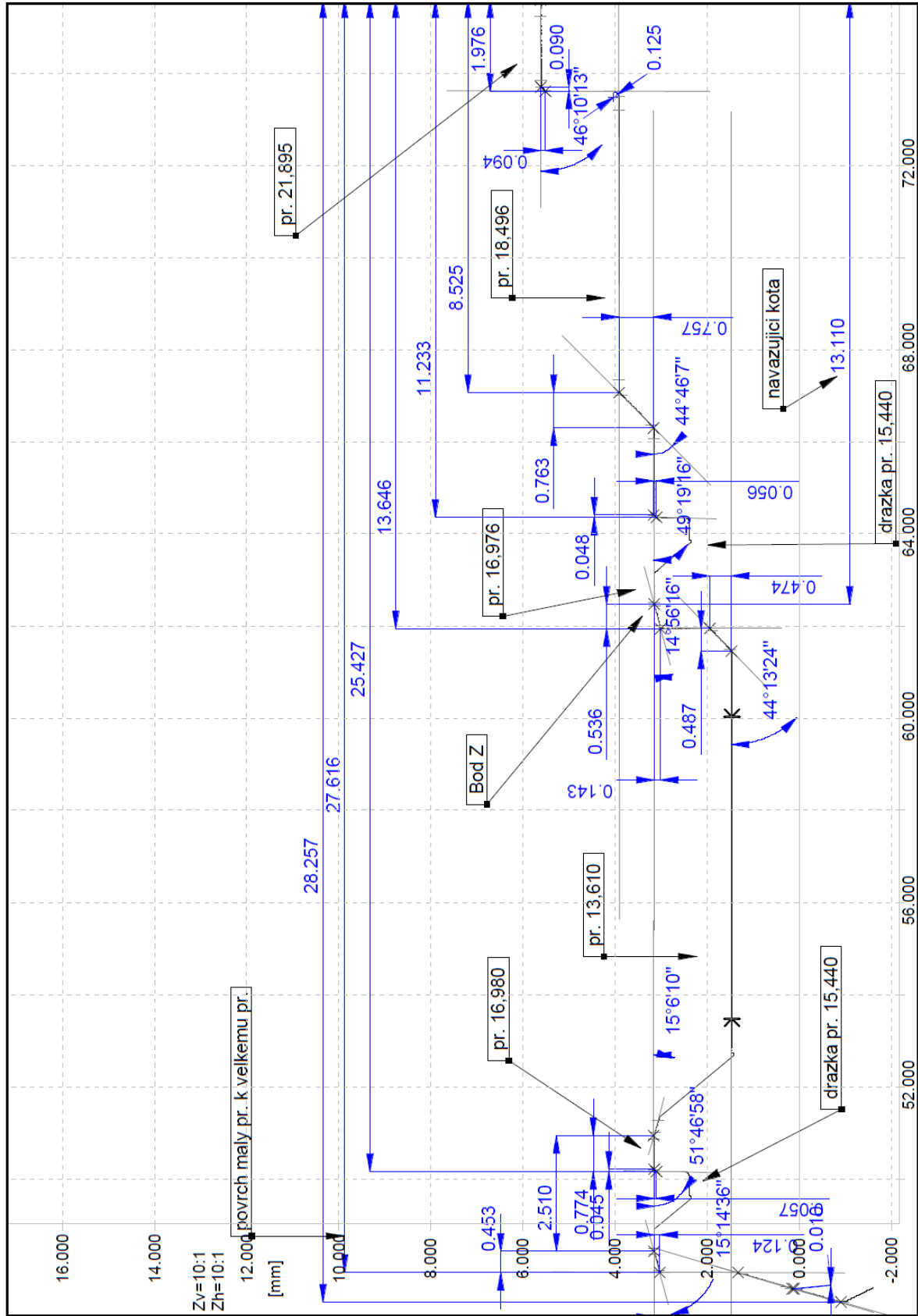
Seznam příloh

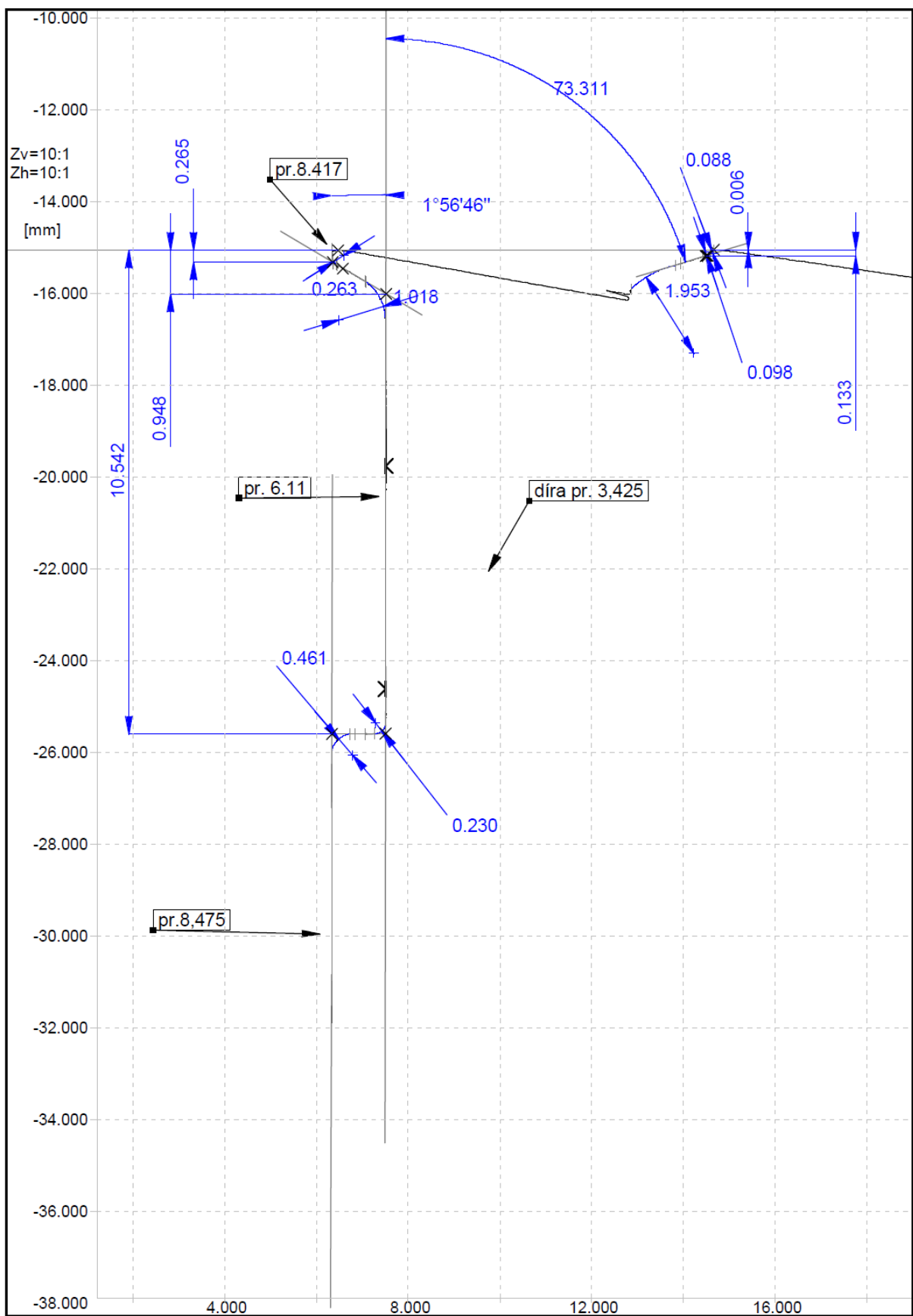
Příloha č. 1 – Rozměrová analýza jednotlivých součástí ventilu.....	(5 stran)
Příloha č. 2 – Měření tuhosti pružin	(2 strany)
Příloha č. 3 – Data z měření průtoku	(1 strana)
Příloha č. 4 – Data z měření objemu s uvažováním stěny svalu, sval	
FESTO DMSP-20-150N-RM-RM	(1 strana)
Příloha č. 5 – Aproximace polynomy	(2 strany)
Příloha č. 6 – Výkres VPPM 001: Přípravek tlakoměry.....	(1 strana)
Příloha č. 7 – Výkres VPPM 002: Přípravek na měření průtoku - kostka.....	(1 strana)
Příloha č. 8 – Výkres VPPM 003: Hřídel	(1 strana)
Příloha č. 9 – Výkres VPPM 004: Přípravek na zkoušku mikroventilu	(1 strana)
Příloha č. 10 – Výkres VPPM 005: Přípravek na výrobu vzorku pryže.....	(1 strana)
Příloha č. 11 – Výkres VPPM 006 a výkres VPPM 007: Přípravky na měření	
mechanických vlastností pryže	(1 strana)

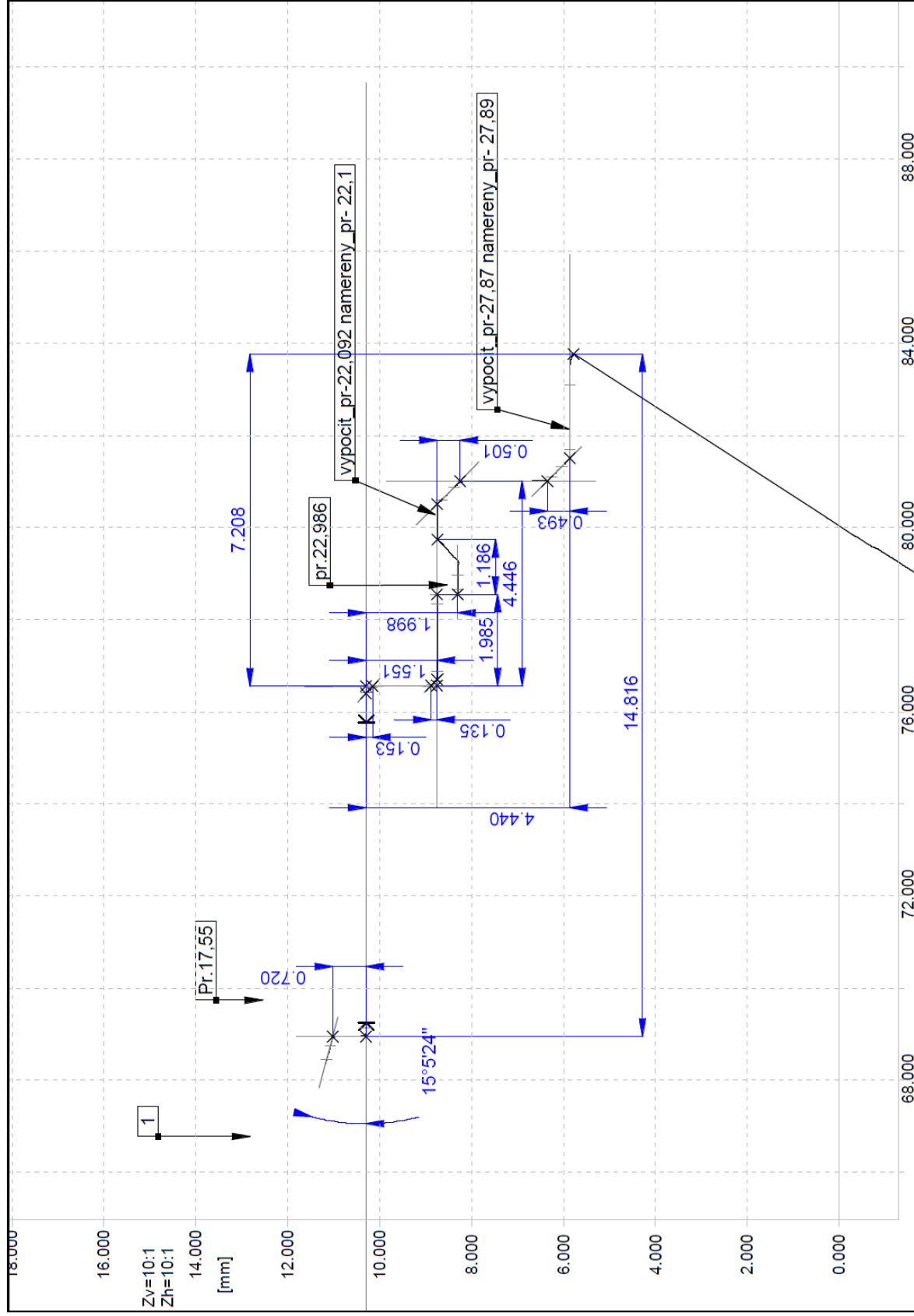
Příloha č. 1 – Rozměrová analýza jednotlivých součástí ventilu











Parameter:

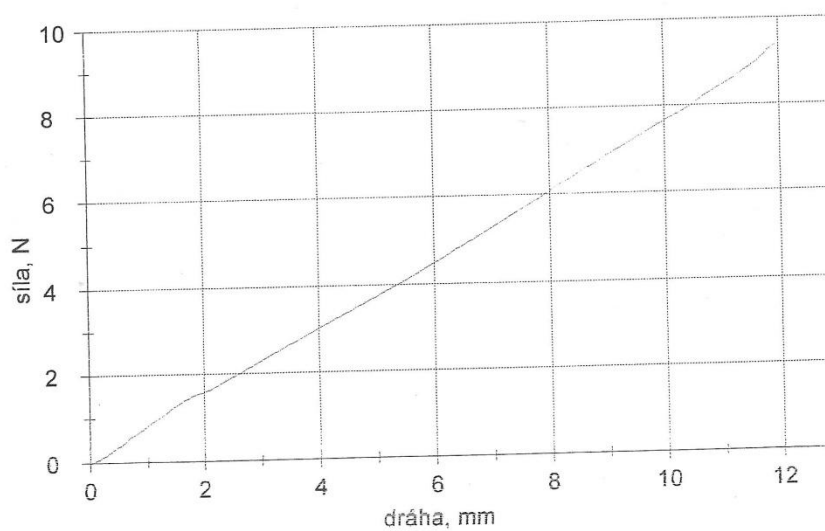
Kunde	:	Kraftaufnehmer:
Prüfer	:	Wegaufnehmer:
Prüfnorm	:	Probenhalter
Auftragsnummer:	:	Material
Charge	:	

Prüfgeschwindigkeit : 100 mm/min

Ergebnisse:

Nr	Rm N
1	9,41

Ergebnisgrafik:



Statistik:

n = 1	Rm N
\bar{x}	9,41
s	-
v	-

Parameter:

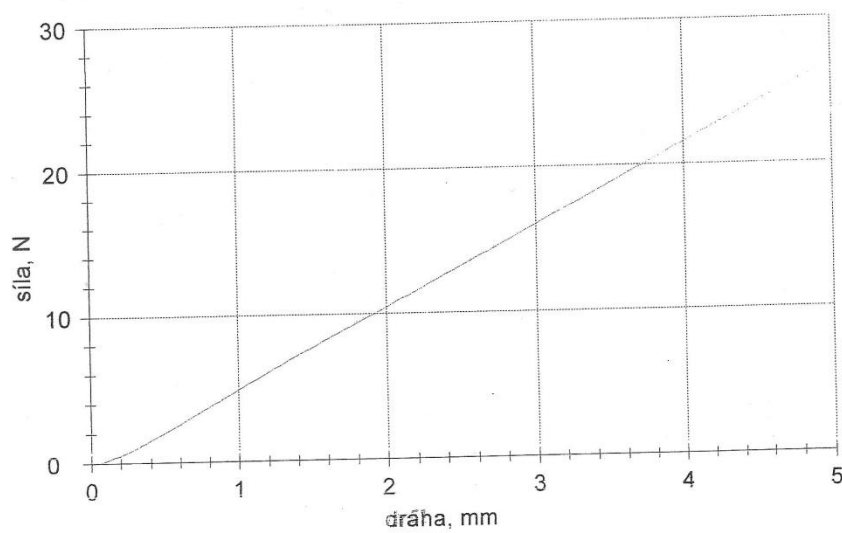
Kunde :	Kraftaufnehmer:
Prüfer :	Wegaufnehmer:
Prüfnorm :	Probenhalter :
Auftragsnummer:	Material :
Charge :	

Prüfgeschwindigkeit : 100 mm/min

Ergebnisse:

	Rm
Nr	N
2	26,64

Ergebnisgrafik:



Statistik:

	Rm
n = 1	N
x	26,64
s	-
v	-

Příloha č. 3 – Data z měření průtoku

Vstupní tlak p_1 [Pa]	Průtok q [l/hod.]	Průtok q [l/min.]
3000	740	12,33
4000	880	14,67
6000	1180	19,67
8000	1350	22,50
10000	1460	24,33
14000	1640	27,33
16000	1800	30,00
20000	2200	36,67
25000	2100	35,00
30000	2500	41,67
40000	2650	44,17
50000	3400	56,67
60000	3800	63,33
80000	3850	64,17
100000	4450	74,17
120000	5100	85,00
140000	5800	96,67
160000	6300	105,00
180000	7000	116,67
200000	7500	125,00
230000	8500	141,67
250000	9250	154,17
300000	10800	180,00
340000	11850	197,50
410000	13850	230,83
450000	14250	237,50
490000	16000	266,67
600000	19000	316,67

Příloha č. 4 – Data z měření objemu s uvažováním stěny svalu, sval FESTO DMSP-20-150N-RM-RM

[illegible]

Příloha č. 5 – Aproximace polynomy

Hodnoty konstant polynomu sloužícího k omezení platnosti vzniklé plochy určující vnitřní objem svalu, viz kapitola 2.5.5.

n	f_n
1	-0,061827
2	1,0735
3	-6,6807
4	16,426
5	-3,8107
6	0,74056

Hodnoty konstant polynomů (88) a (89) užitých k aproximaci naměřených dat závislosti síly na poměrném prodloužení membrány ventilu, viz kapitola 4.3.5:

n	g_n	h_n
1	27,303	104,64
2	323,13	1139,3
3	1534,7	4899,1
4	3666,1	10362
5	4466,4	10788
6	2199,5	4429

Konstanty p_{n1} , p_{n2} a p_{n3} z aproximace polynomy druhého řádu svalu MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG viz kapitola 2.5.5 jsou uvedeny v následující tabulce (analogie s Tab. 3):

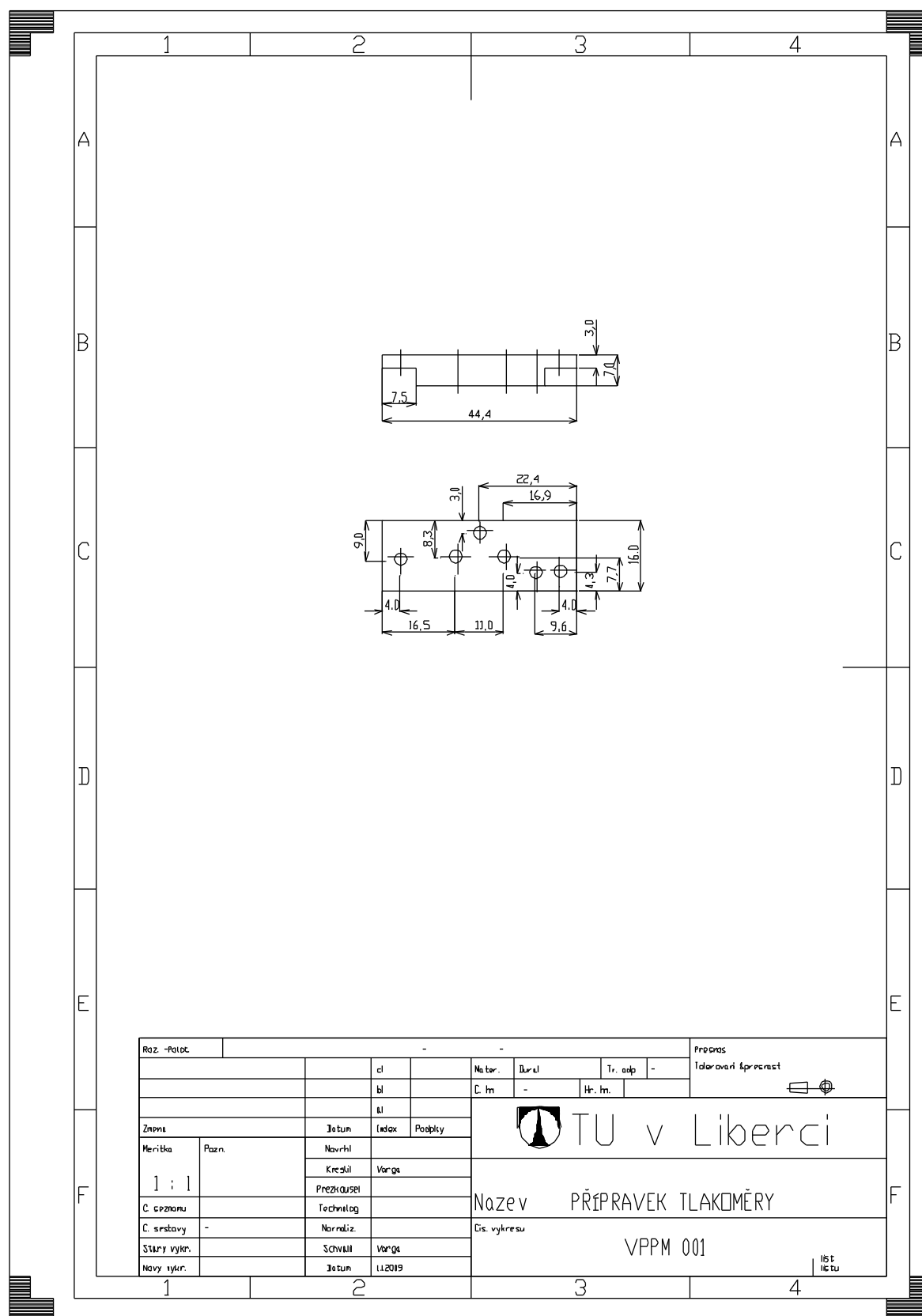
n	p_{n1}	p_{n2}	p_{n3}
1	-0,0084597	7,4193	-1195,4
2	-0,0083622	7,2655	-1135,5
3	-0,008714	7,6407	-1230,8
4	-0.0082328	7,0955	-1073,8
5	-0.0070316	5,8273	-746,08
6	-0.0072435	6,054	-804,17
7	-0.0067836	5,5901	-687,69

Při aproximaci Grafu 9 se ukázalo, že data naměřená pro tlaky 0 až 1,8 baru jsou nevhodná a proto byla vyřazena.

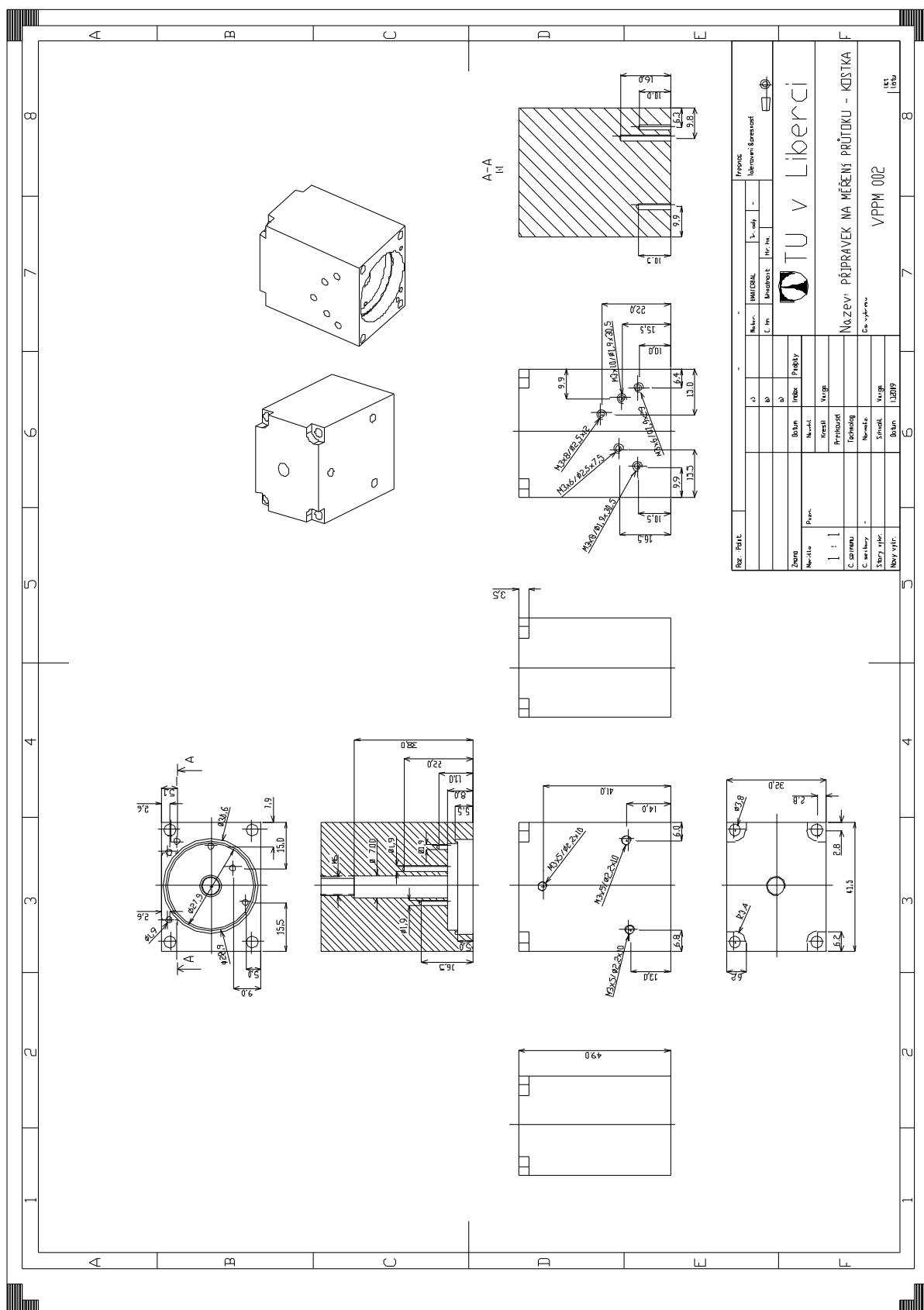
Aproximace konstant p_{n1} , p_{n2} a p_{n3} proběhla pomocí polynomu 2. řádu konstanty pro rovnice (22) až (24). Pro sval MAS-20-605N-AA-MC-O-ER-BG jsou tyto rovnice 2. řádu a aproximační konstanty (analogie s Tab. 4):

n	k_n	f_n	g_n
1	4,7042e-005	-0,044512	9,6475
3	-0,00015084	0,097833	-1,0996
3	-0,0084425	7,5006	-1256,2

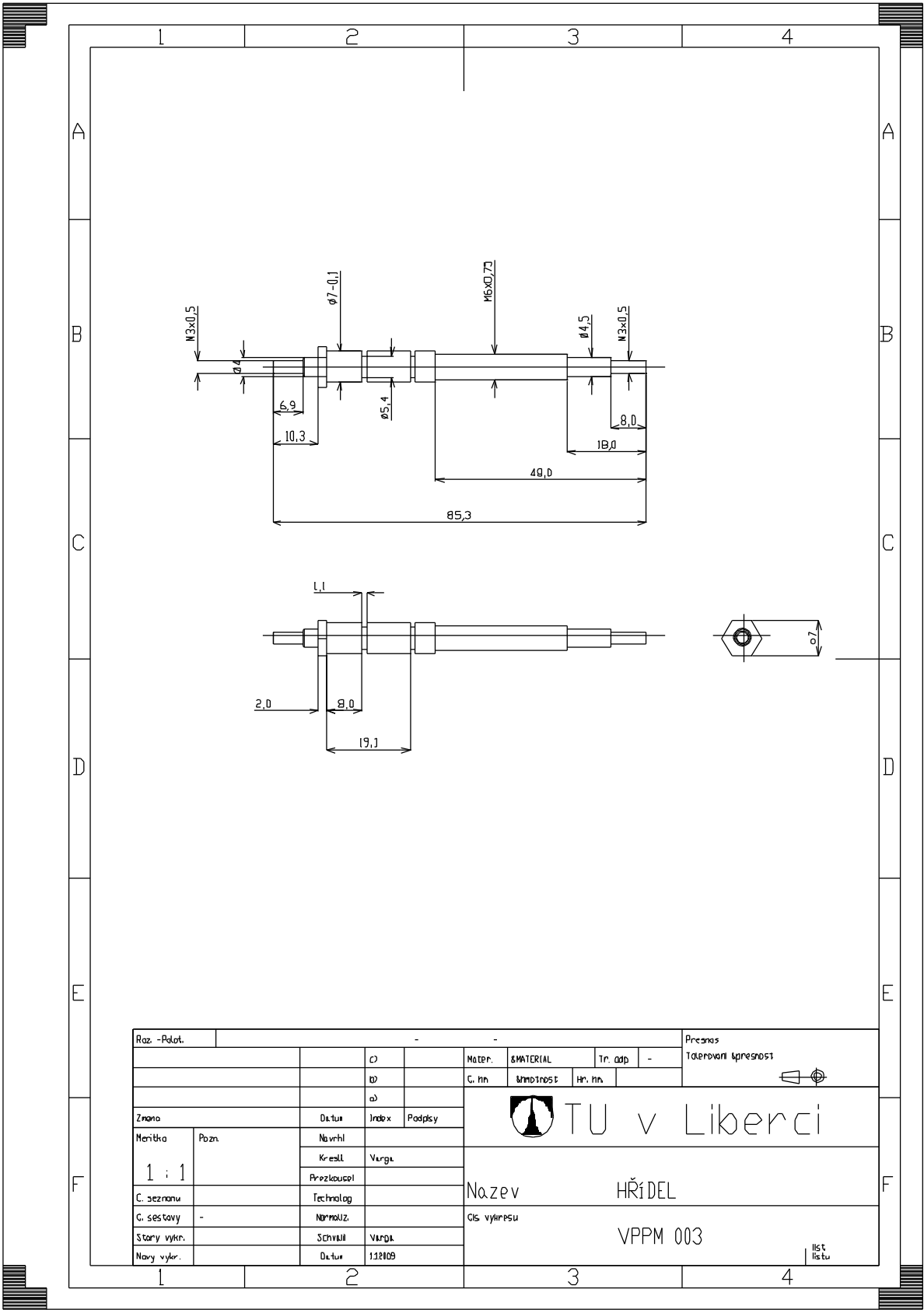
Příloha č. 6 – Výkres VPPM 001: Přípravek tlakoměry



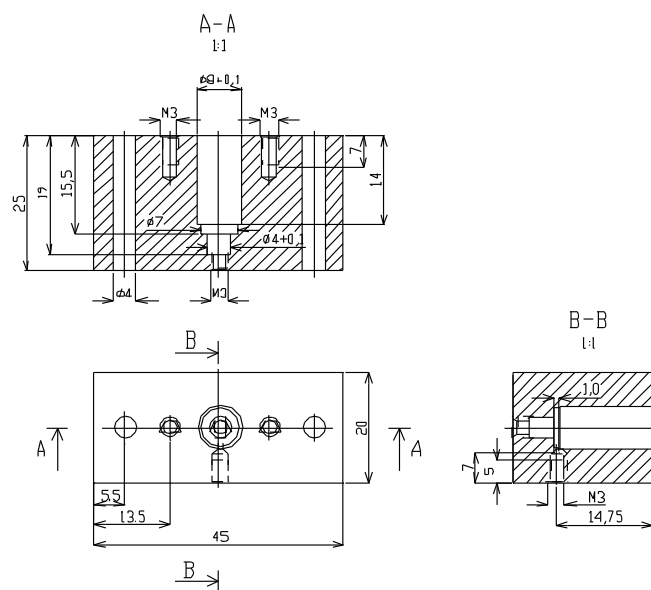
Příloha č. 7 – Výkres VPPM 002: Přípravek na měření průtoku - kostka



Příloha č. 8 – Výkres VPPM 003: Hřídel

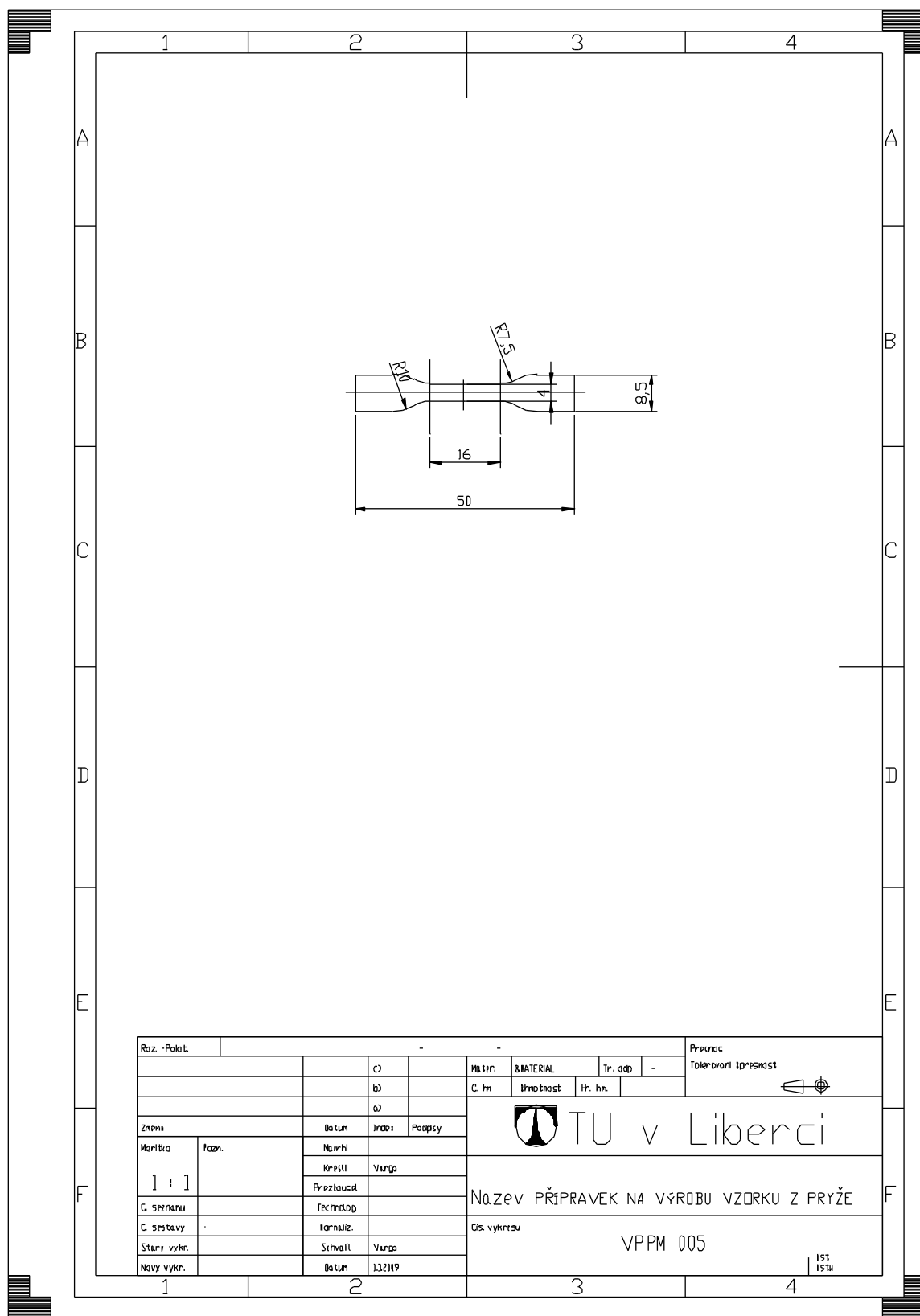


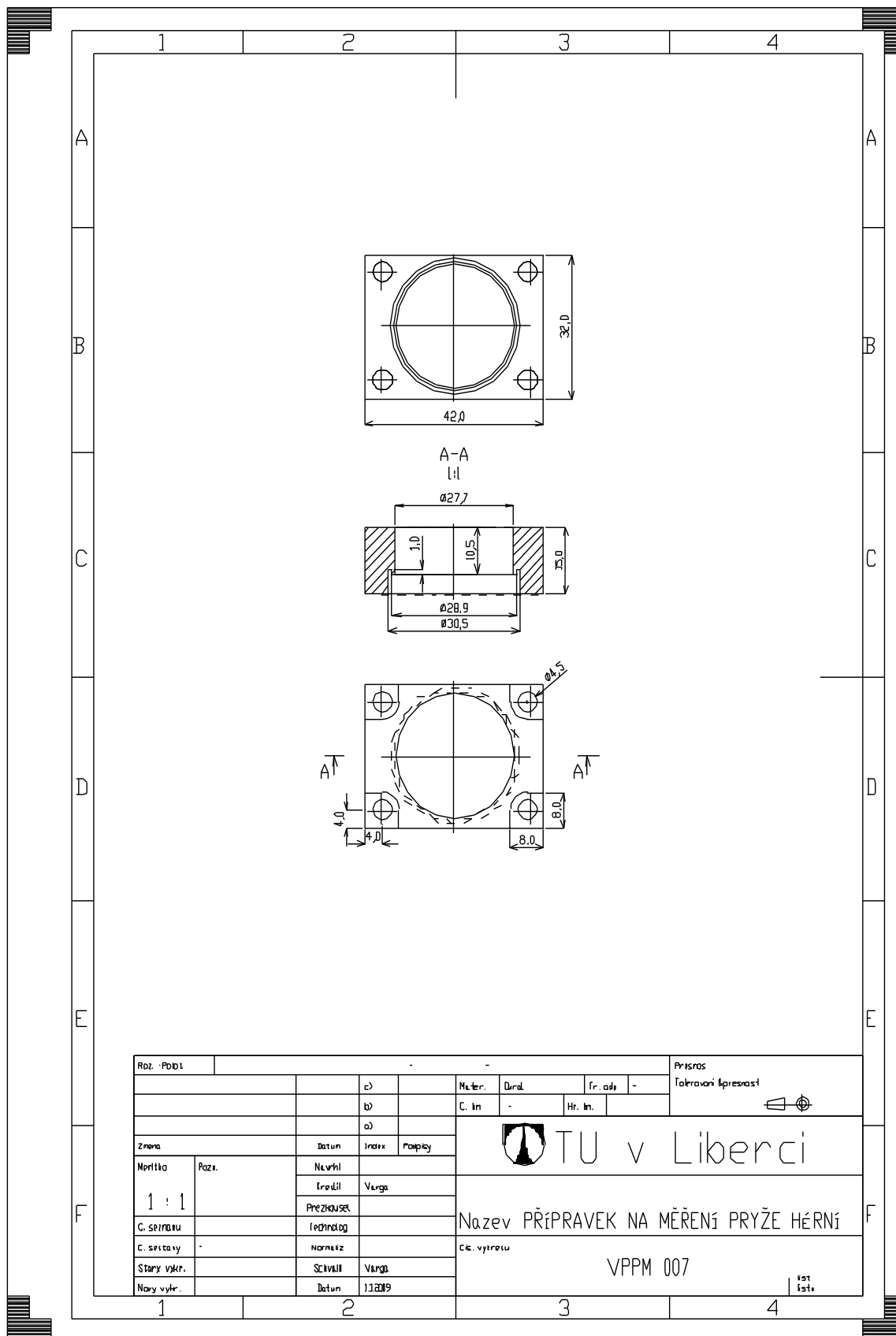
Příloha č. 9 – Výkres VPPM 004: Přípravek na zkoušku mikroventilu





Roz. - Polot.						Pracovní Tolerování přesností			
		c)		Mater.	MATERIAL	In. adp	-		
		b)		C. hn	Množstnost	Kr. hn			
		a)							
Změna		Datum	Index	Posledy					
Montáž	Rozs.	NAVRN	Kreslil	Výkres					
1 : 1		Průzkum							
C. seznamu		Technologie							
C. částev	-	Název	Název PŘÍPRAVEK NA ZKOUŠKU MIKROVENTILU						
Starý výkres		Schválil	Dle výkresu						
Nový výkres		Datum	VPPM - 004						
			<div style="text-align: right;"> list listu </div>						

Příloha č. 10 – Výkres VPPM 005: Přípravek na výrobu vzorku pryže





Roz. - Podl.								Prisr.	
				c)		Mater.		Dural	
				b)		C. In		Hr. In.	
				a)				Fr. ads	
								-	
								Tolrovaní přesnost	
									
Zmena		Datum		Index		Příprava		 TU v Liberci	
Měřitka		Poz.		Navrh		Výroba			
1 : 1				Inženýr		Výroba			
				Prežkoušek					
C. seřazení				Technolog				Nazev PŘÍPRAVEK NA MĚŘENÍ PRYŽE HERNÍ	
C. seřazení				Norma		C. výroby			
Stav vykr.				Schvál		Výroba			
Navy vykr.				Datum		13.01.19			
								VPPM 007	
								501 list	